博　士　学　位　論　文

油圧アクティブエンジンマウント構造とアクティブ制御手法の研究

Study on Structure of Hydraulic Active Engine Mount and Active Control Method

国立大学法人東京農工大学大学院

工学府　機械システム工学専攻

冨樫　千晴

平成 22 年 2 月

Study on Structure of Hydraulic Active Engine Mount and Active Control Method

Abstract

To date conventional active engine mounts have been applied to diesel passenger cars and recreational vehicles to reduce idle vibration. However, they have not been used for truck engines. The authors have developed a new type of active engine mount system based on the use of a voice coil motor, the bellows, and an accumulator. The voice coil is adjacent to a permanent magnet that is located in the case.

The oil pressure inside the hydraulic active mount supports the engine load. This configuration for the mount has the advantage of being able to support the load without any external power sources.
The piston with an actuator is located between the upper and lower chambers. This results in equal pressure acting on the upper and the lower sides of the voice coil motor. A consequence of this design is that the system requires a reduced current consumption.

The LMS (Least Mean Squares) algorithm has been used for an active control in the past or in other applications. But it can only reduce the first and second firing order in order to reduce booming noise. The authors developed the new method by means of modifying the LMS algorithm in order to reduce wide frequency band for comfortable vehicle interior space.

This control method and the hydraulic active engine mount were applied to a vehicle. It was obtained that the interior noise, the seat rail vibration level and the transmitted force between the mount and the frame were reduced in the frequency domain of not only the first firing order but also over a wide frequency band from 200 to 500Hz.

The final design has been shown to support a heavy load and to reduce the transmitted forces significantly while having a relatively small electrical power consumption.

油圧アクティブエンジンマウント構造とアクティブ制御手法の研究

目　次

第 1 章

緒　言

1.1　本研究の背景

近年、環境に対して悪影響のある地球温暖化が問題となっている。この地球温暖化問題は，自然の生態系や人類に悪影響を与える。IPCC の第 4 次報告書では，2005 年までの 100 年間に地球の平均気温は約 0.74℃上昇し，平均海面水位が 20 世紀中に 17ｃｍ上昇したとしている。また，生態系分布にも変化が現れ，大雨，竜巻の発生や農作物の育成不良，感染症のリスク拡大などが挙げられる。その意味において，1997 年に採択された京都議定書の意義は大きい。その京都議定書は，2005 年から発効し，日本は 6%減の CO_2 削減が義務づけられている。[1]

CO_2 排出に関して，自動車に目を向けるとディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比較して，排出量が少なく環境に配慮したエンジンであると言える。ディーゼルエンジンは理論空燃比より空気が多い状態で燃焼が可能であるため，スロットルがなく，そのためポンピングロスがガソリンエンジンよりも少なく，圧縮比が高く燃費がいい。[2] その結果として，CO_2 排出量はガソリンエンジンより少なくなる。また、ディーゼルエンジンは、乗用車のみならず大型トラックにも不可欠である。

しかし，高圧縮比下での自己着火であるため，燃焼温度が高くＮＯｘの発生が多く，燃料の微粒化が十分でないため PM の発生も多いという排ガスの問題点がある。

その対策としては，燃焼方式の改良と後処理による方法がある。燃焼方式の改良の方法には、MK(Modulated kinetics)燃焼[3] や PCI(Premixed Charged Ignition)[4] がある。後処理により排ガスを低減する手法として，DPNR(Diesel PM and NO_X Simultaneously-Reduction Catalytic System)[5] や DPF（Diesel Particulate Filter）[6] [7] などがあり、多くの研究[8] [9] によりディーゼルエンジンの排ガス低

減対策が十分に行われていると考えられる。

さらに，ディーゼルエンジンの問題点として，エンジンの振動騒音が挙げられる。表 1.1.1 は、目黒区が行った平成 19 年度の自動車騒音及び道路交通振動測定結果である。[10] これは、幹線道路の沿道における環境基準の達成状況を把

Table1.1.1　　自動車騒音及び道路交通振動測定結果（平成 19 年度）

表－５　平成１９年度自動車騒音及び道路交通振動測定結果

測定道路（通称名）	騒音（dB）						振動（dB）			
時間帯	昼間			夜間			昼間		夜間	
	測定結果	環境基準の値	要請限度	測定結果	環境基準の値	要請限度	測定結果	要請限度	測定結果	要請限度
目黒通り（碑文谷４）	69	70 以下	75 適合	68	65 超過	70 適合	42	70 適合	40	65 適合
目黒通り（八雲２）	69	70 以下	75 適合	66	65 超過	70 適合	54	70 適合	52	65 適合
目黒通り（八雲３）	69	70 以下	75 適合	68	65 超過	70 適合	47	70 適合	44	65 適合
山手通り（青葉台３）	73	70 超過	75 適合	72	65 超過	70 超過	41	70 適合	39	65 適合
駒沢通り（中央町２）	69	70 以下	75 適合	69	65 超過	70 適合	44	70 適合	42	65 適合
補助26号線（目黒本町２）	68	70 以下	75 適合	67	65 超過	70 適合	42	70 適合	40	65 適合

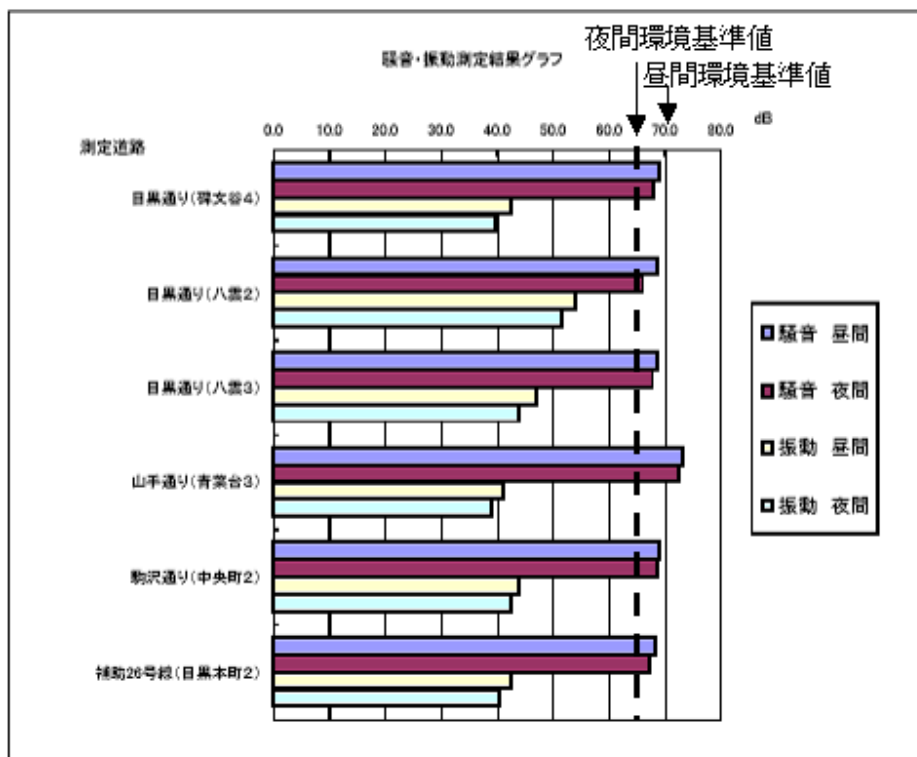



Fig1.1.1　自動車騒音及び道路交通振動測定結果（平成 19 年度）

握することを目的として 6 区間について自動車騒音の測定、調査及び面的評価を行っている。振動に関しては，すべての場所で基準に適合しているが，騒音に関しては，昼間 1 箇所，夜間についてはすべての場所で環境基準値をオーバーしている。(表 1.1.1、図 1.1.1 参照)

図 1.1.2 は，車外加速騒音規制の変遷であるが，国内では 2015 年頃から試験法の変更が行われ，実際の車両騒音に近い運転状況での評価が実施されると予想されている。

また, ディーゼルエンジンの振動騒音は，ドライバに対しても負担を与える。特に，大型トラックについては，高速道路を長時間することが多く，運転による疲労に加え，車両の振動騒音によるストレスも加わる。中小型のトラックについては，都市部での渋滞での運転でのアイドル振動やアイドル車内音あるいは低速走行時の振動騒音による疲労も大きいと考えられる。ドライバの安全や健康のためにもディーゼルエンジンの振動騒音低減は重要な問題であるといえる。

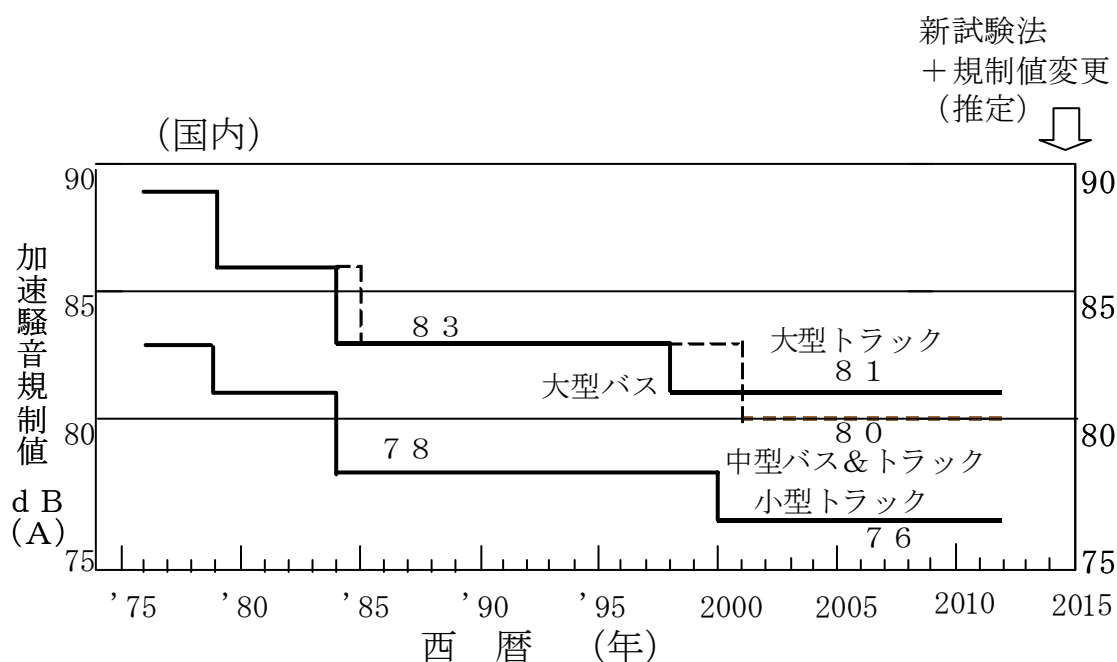



Fig1.1.2　　車外加速騒音規制値

1.2　ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの違い

ディーゼルエンジンの筒内圧のピーク値は，ガソリンエンジンに比べて高い。図 1.2.1 は，アイドル 800rpm でのディーゼルエンジンとガソリンエンジンの筒内圧の比較である。[11] ディーゼルエンジンの筒内圧の最大値は，ガソリンエンジンより約 8 倍大きいことがわかる。

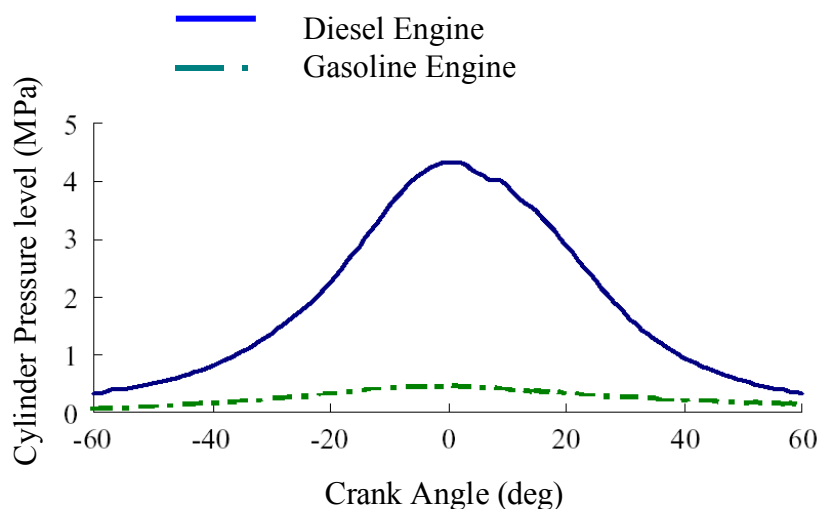



Fig.1.2.1　　ディーゼルとガソリンの筒内圧比較

図 1.2.2 は，ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの各々1m 離れた音圧レベルを比較したものである。[12] 全負荷で 4000rpm 以上は，両者ともあまり差はないが，4000rpm 以下では最大で約 4dB ディーゼルエンジンはガソリンエンジンより音圧レベルが大きい。

以上のように，ディーゼルエンジンは，ガソリンエンジンに比べ，筒内圧力が高いためエンジントルク変動も大きく，圧力上昇率も高いためエンジン騒音も大きくなる。そのためディーゼル車の車内音，振動にも影響を与えるため，車両側の対策も必要になると考えられる。

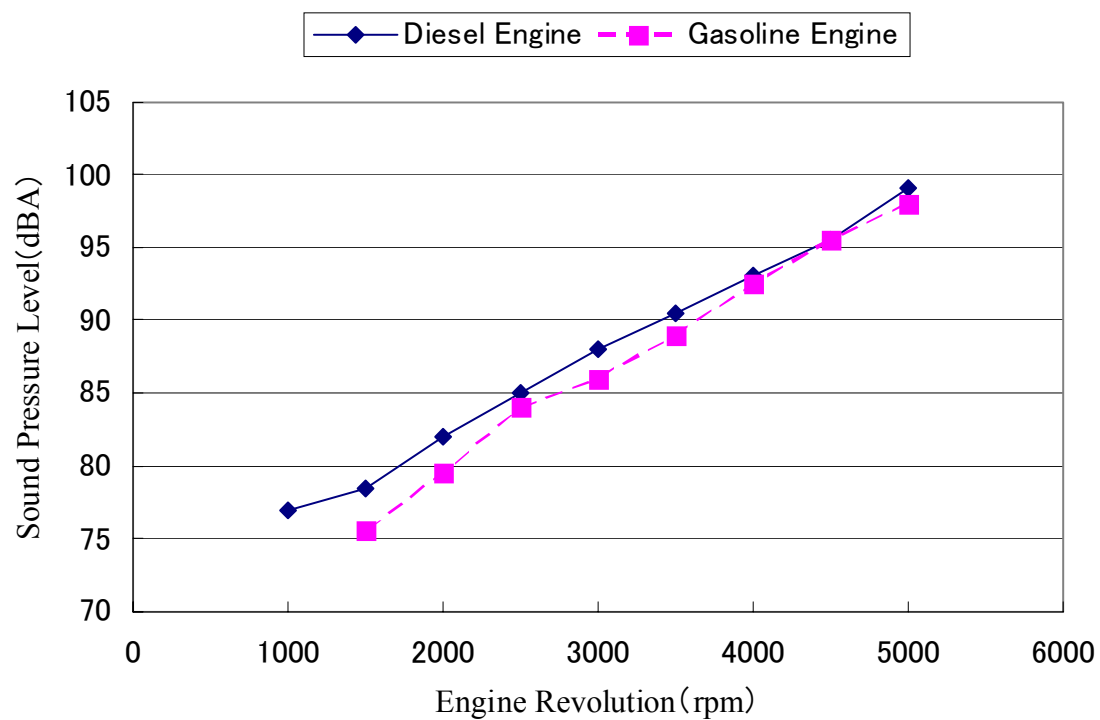



Fig.1.2.2　ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの騒音比較

1.3　車内振動騒音の分類

図 1.3.1 は，車内音を車室内振動の音源、伝達経路について分類したものである。[13] 様々な音や振動の種類があり、各々これらの振動騒音対策が様々な方法で行われてきた。前述のようにディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べ、筒内圧のピーク値が高く、エンジントルク変動が大きいため、ディーゼル車のアイドル車内音，アイドル振動、こもり音はガソリン車に比べて大きい。ここでは、人間の快適性にかかわりの大きいアイドル振動、車内音や広いエンジン回転域で発生し比較的周波数範囲が広いこもり音に着目する。
こもり音には、低速こもり音、中速こもり音（50～80Hz)、高速こもり音（100～200Hz）がある。
こもり音の発生メカニズムとしては、エンジンのトルク変動あるいは、駆動系の回転系の起振力が、車体のいろいろな構成部品あるいは車室内のキャビティの共振点と一致することによりこもり音が発生する。具体的に、リアサスペン

ションのワインドアップ共振であれば、その対策として、リアサスペンションまわりのゴムのバネ定数を下げ振動伝達率を下げるなどの方法が取られている。また、プロペラシャフトの共振であれば、アンバランス量を減らす対策が取られている。最近では、CAE により車体の局部的共振やパネル共振を 200Hz 以上に上げるなどの手法も取られる。一方、エンジン側の起振力に目を向けると、直列 4 気筒エンジンの場合は、往復質量によるエンジン回転 2 次成分の慣性力は、不釣合い量として残る。直列 4 気筒エンジンの場合は 2 次バランサーを用いることで、往復質量による慣性力の 2 次成分がキャンセルされ、こもり音を低減する手法がとられている。図 1.3.2 に 2 次バランサーの構造と振動低減効果を示す。[13]
以上のように車両側、エンジン側の起振力低減対策や伝達系の共振対策が行われてきた。しかし、エンジントルク変動の根本対策は、あまり十分とはいえない。現状でのエンジントルク変動対策としては、エンジンマウントで行うことが多く、問題となる振動騒音としても提起したアイドル振動、車内音対策にもつながるため、重要な部位となるがこれについて次の節で述べる。

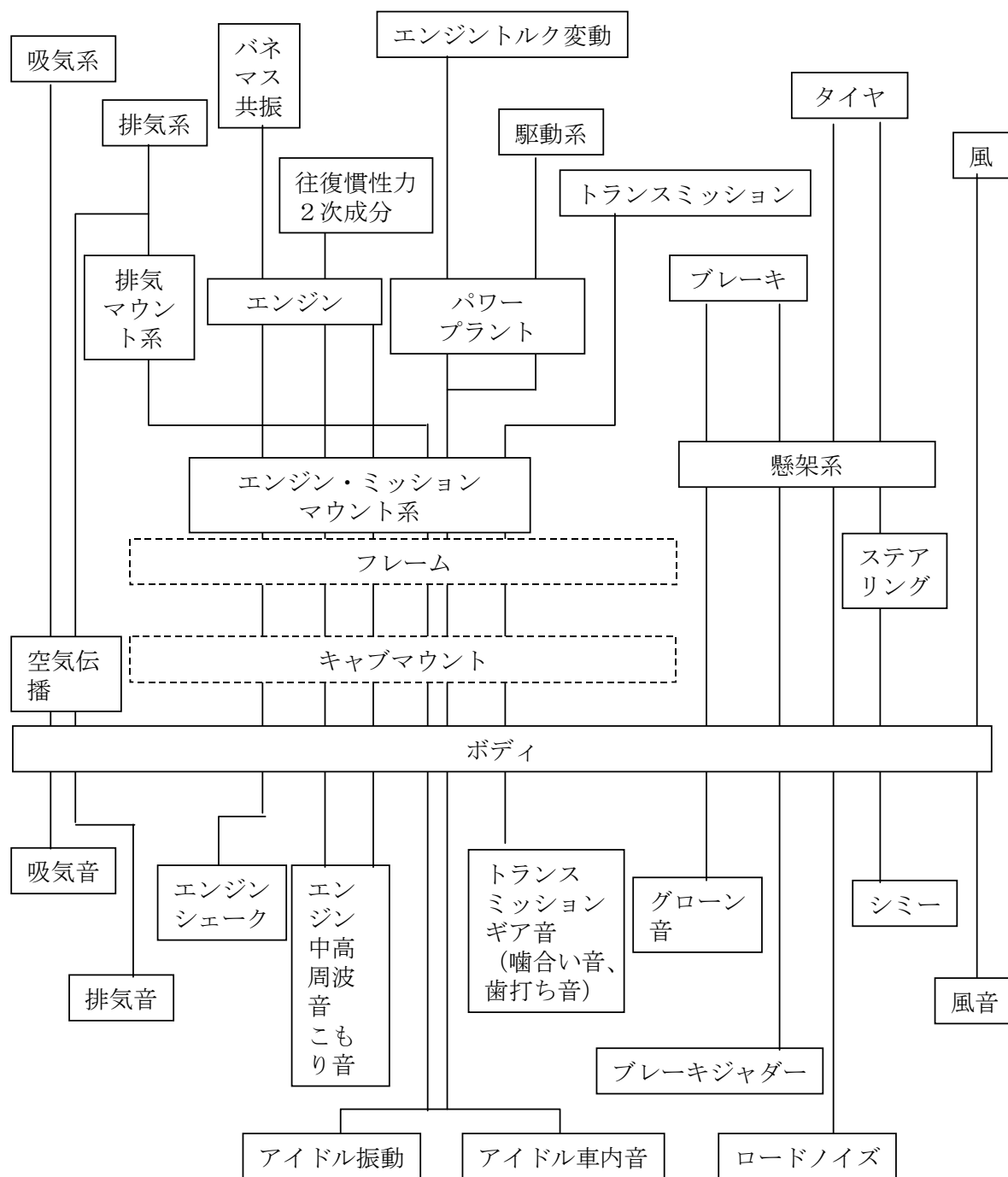



Fig1.3.1　　車両振動騒音の経路図

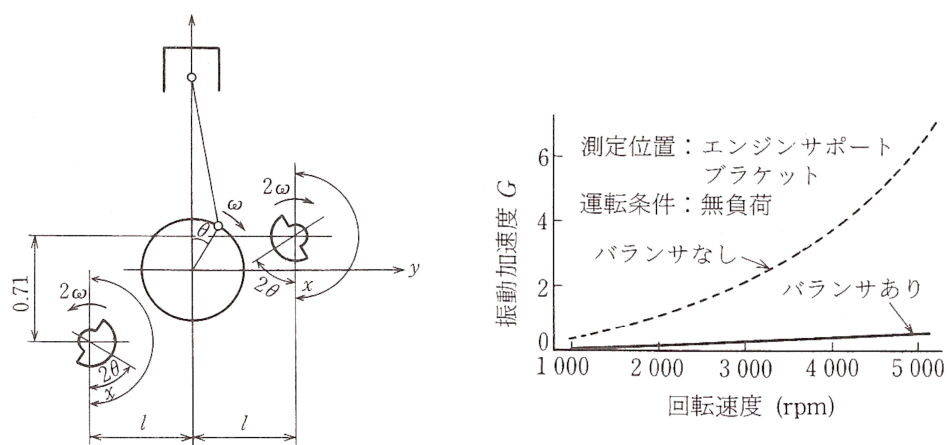



Fig.1.3.2　２次バランサの構造とその振動低減効果

1.4　マウント系による車内音、車室内振動対策手法

マウント系に関する　車室内振動・車内音を低減する手法には、図 1.4.1 に示すものが挙げられる。

・マウントレイアウト最適化

・マウント特性改良
- ・ラバーマウント特性の最適化
- ・液体封入式マウント
- ・アクティブマウント

Fig.1.4.1　マウントによる振動低減対策

この中で、マウントレイアウトの最適化において、マウントの弾性中心とトルクロール軸を一致させる考え方が適用される。
ラバーマウントは、力の向きと変位の向きが一致する方向つまり弾性主軸方向に力が作用するように、エンジンのトルクがかかるように配置する。仮に、弾性主軸でない方向に力が作用する場合、マウントの変位が弾性主軸に対して、水平方向と直角方向に変位すると、弾性主軸だけの変位に比べて、車体への加

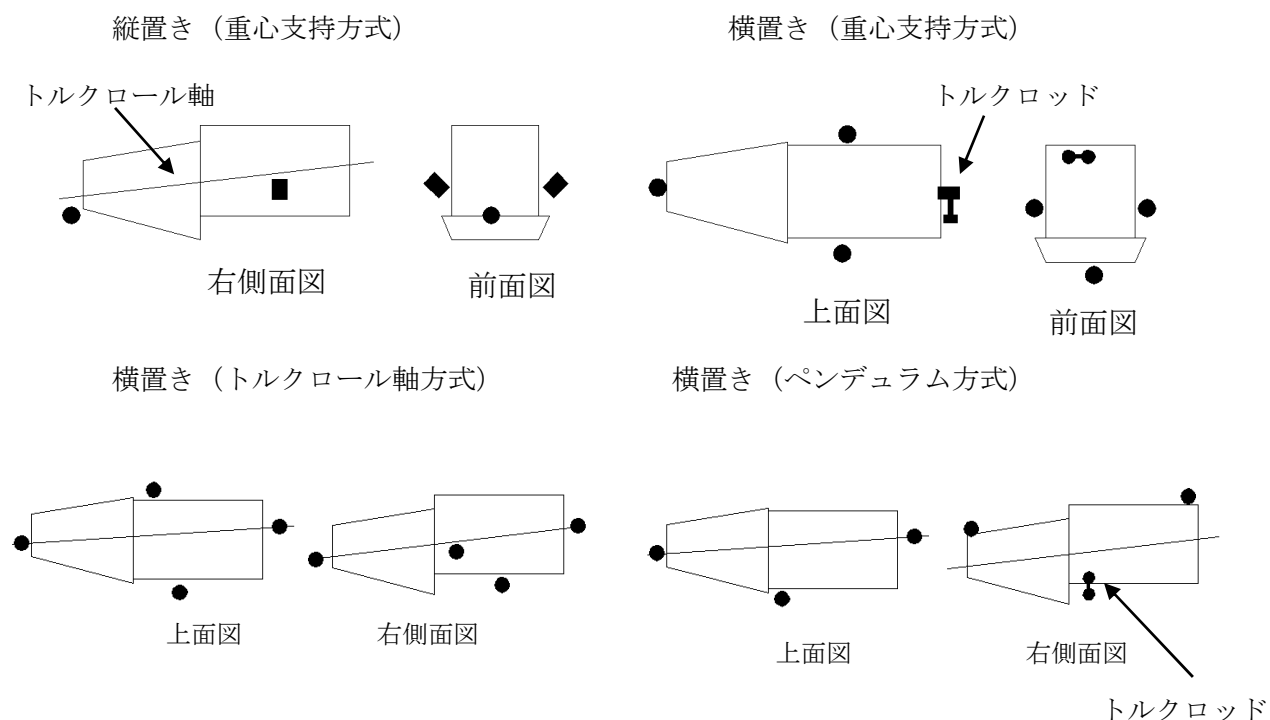



Fig.1.4.2　マウントレイアウト方式

振力は増える。よって、トルクロール軸と弾性主軸の向きを一致させることが低振動に繋がる。図 1.4.2 は、マウントレイアウトについていくつかの例を示したものである。(14) この中で、左上の図は縦置きエンジンのレイアウト図であるが、トルクロール軸を考慮してフロントマウントの弾性主軸の非連成化をはかる方法である。しかし、これらのマウントレイアウトの最適化は、できるだけエンジンの起振力を車体に伝えないかという手法であり、極端に小さくなるというものではなく、これだけでは万全な振動対策にはならない。

　次に、図 1.4.1 のラバーマウント特性の最適化において、表 1.4.1 に主なゴム材質の特性についての比較表を示す。(14) トータルでは、天然ゴムがバランスした特性をもっているためよく用いられるが、動バネ定数や減衰性などの用途によって使い分け、あるいはブレンドして用いる。動倍率、減衰特性、耐油性、耐候性を両立するものはなく、ラバーマウントの仕様は振動だけでなくその他の要件も考慮しなくてはならないので、ラバーマウントの材質の選択だけでは大きな振動低減は見込めない。

Table1.4.1　　ゴム材料の特徴

評価項目 / 名称		バネ特性		耐熱性	耐へたり性	耐疲労性	金属接着性	その他
		動倍率	減衰性					
NR	天然ゴム	◎	△	△ (100℃)	◎	◎	◎	引き裂き抵抗良好
IIR	ブチルゴム	○	○	○ (130℃)	○	○	○	気体通過性良好
CR	クロロプレンゴム	△	○	○ (130℃)	○	○	◎	耐油性良好 難燃性良好

次に、図 1.4.1 における液体封入式マウントについて説明する。(15)
その構造を、図 1.4.3 に示す。液体封入式マウントは、その共振状態において、見かけ上の動バネ定数が低くなり振動を低減するものである。エンジンシェークの振動を低減する場合には、そのオリフィスの減衰により振動を低減する。

図 1.4.4 は、その車内音での低減効果を示したものである。これは、エンジン回転２次成分についての効果であるが、一般的に 10dB 程度の低減量を得ることは困難とされている。
また、ラバーマウントの中が空洞となるため、同等の静剛性を持たせるためには通常のラバーマウントと比較してその外形は大きくなり、特に大型トラック用エンジンには車載上不利になる。

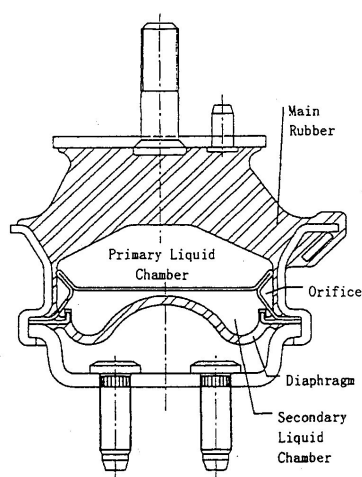



Fig.1.4.3　　液体封入式マウントの構造

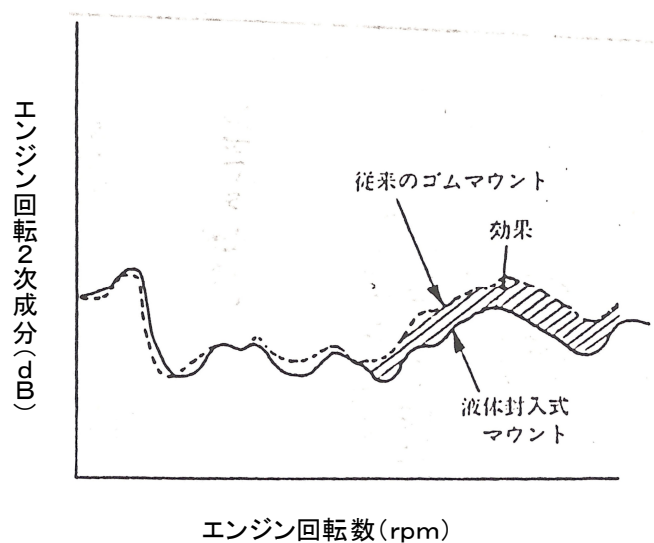



Fig.1.4.4　液体封入式マウントによる車内音低減効果

さらに別の手法として、図 1.4.1 におけるアクティブマウントについて述べる。図 1.4.5 に電磁式アクティブマウントの構造を示す。[16] 液体封入式マウントをベースとしたアクティブマウントである。これは、電磁アクチュエータにより下室を加振するものである。エラー信号としてマウント～車体間の荷重センサの力を使い、リファレンス信号として、エンジンパルスから生成した信号を用いている。

図 1.4.6 は、アイドル回転でのエンジン回転 4 次成分の低減量を示すものである。平均的に約 10dB の低減量が得られている。電磁式アクティブマウントの制御可能な周波数は約 150Hz までであり、こもり音低減には十分であるが、車内音は 500Hz あるいは、1kHz まで比較的レベルが高いので車内音オーバーオール低減の観点からは十分でない。また、液体封入式マウントをベースとしているため、マウントを直立に近い姿勢で使用しないとオリフィスに液が流れないため、液体封入式マウント自体の効果がでない。したがって、この電磁式アクティブマウントは、傾斜状態はでは使用できないという欠点がある。また、この電磁式アクティブマウントは液体封入式マウントをベースとしているため、前述のように、通常のラバーマウントと比較してその外形は大きくなり、特に大型トラック用エンジンには車載上不利になる。また、ソレノイドタイプのアクチュエータは、消費電力が大きいという欠点がある。

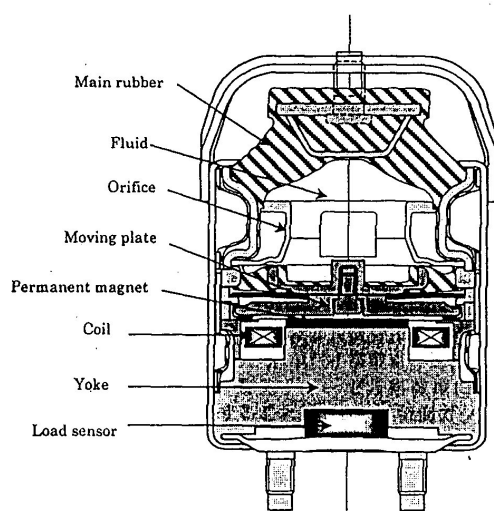



Fig.1.4.5　電磁式アクティブマウント

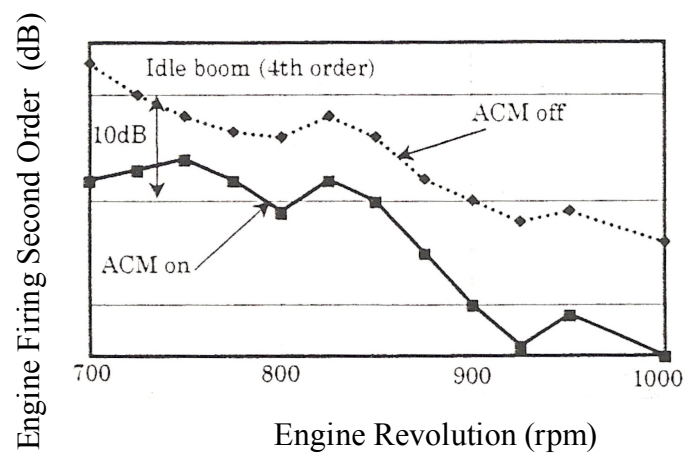



Fig.1.4.6　電磁式アクティブマウントの車内音低減効果

図 1.4.7 吸入管負圧を利用した負圧式アクティブマウントを示す。[17]
基本的には、液体封入式マウントのダイアフラムの下に空気室を設け、外部に設けられたソレノイドのデューティ制御によりバキュームタンクの負圧が空気室に導かれアクティブマウントの振幅を制御する。図 1.4.8 に、負圧式アクティブマウントの液体式封入マウントに対する車内音の低減効果を示す。平均で約

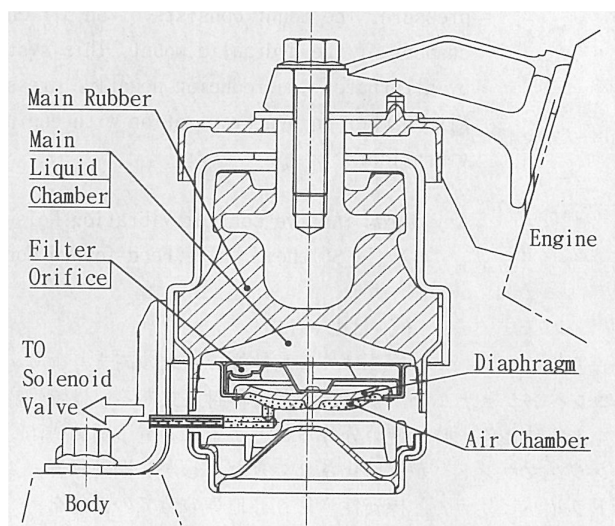



Fig. 1.4.7　　負圧式アクティブマウント

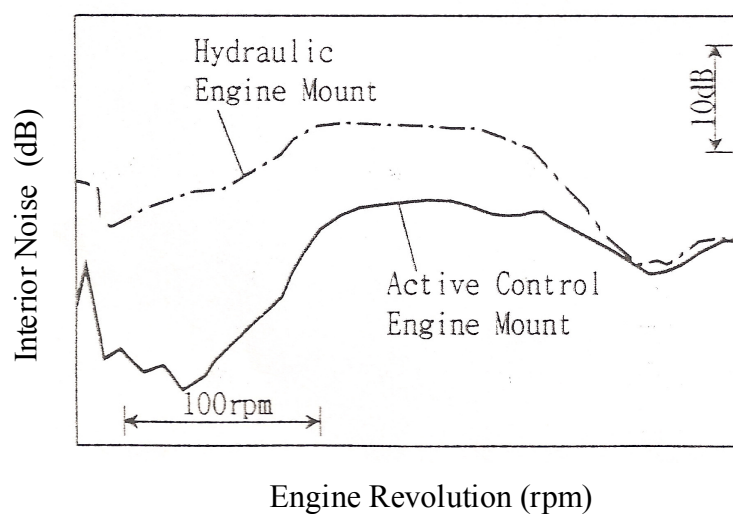



Fig.1.4.8　負圧式アクティブマウントによる低減効果

10dB の効果があることがわかり、なおかつ、液体式封入マウントに対して低減効果があることが証明されている。この吸入管負圧の脈動を利用する方式は、マウント相殺変位が少なく、ディーゼルエンジンのように、マウント変位が大きいエンジンには向いていない。

図 1.4.9 にピエゾ式アクティブマウントを示す。[18] ピエゾアクチュエータでラージピストンを動作させ、液体を介してスモールピストンを動作させる。ピエゾの振幅は約±0.03ｍｍであるため、その断面積比によりスモールピストンの振幅

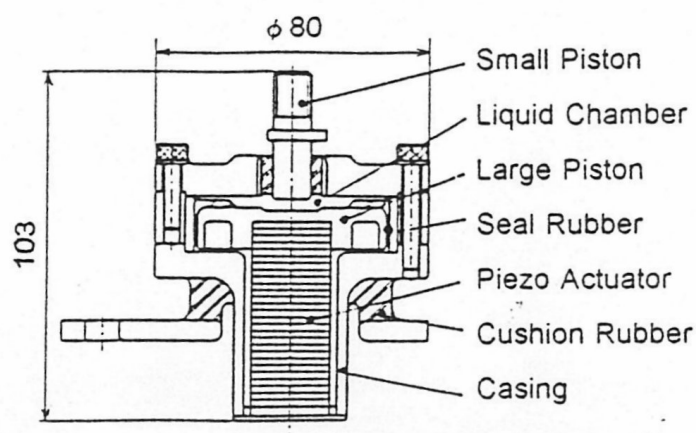



Fig.1.4.9 ピエゾ式アクティブマウント

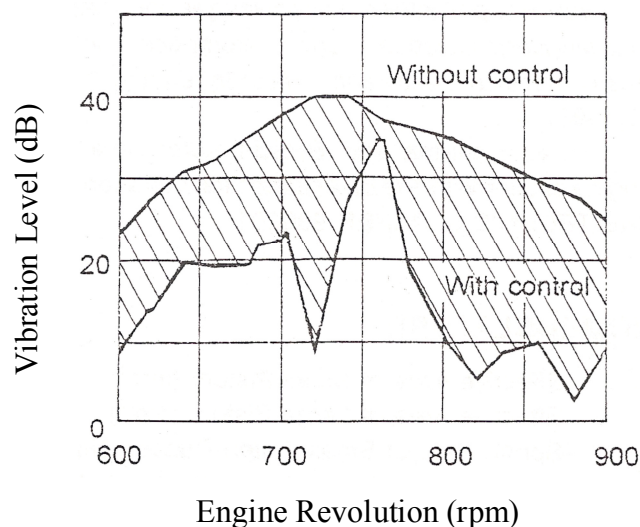



Fig.1.4.10　ピエゾ式アクティブマウントによる振動低減効果

で±0.3ｍｍ以上の振幅を得ている。車両を模擬した振動試験装置におけるアイドル回転でのフロアの振動は 10～20dB の低減効果を得ている。しかし、このアクティブマウントを用いるときマウント分担荷重が大きい場合は、ひとつのマウント位置に 2 個以上の配置が必要となるため、スペースを要するため、現実的ではなく、消費電流やアンプのコストが高いため問題がある。

以上のように、アクティブマウントについて述べたがいずれも乗用車あるいは RV のためのアクティブマウントであり、制御についても 2 次成分あるいは４次成分のこもり音を対象としたものである。大型トラックまで対応できるアクティブエンジンマウントや、アクティブ制御においても、こもり音だけでなく幅広い周波数帯域を低減し、オーバーオールを下げるアクティブマウントが望まれる。

1.5 アクティブ制御

「1.4 マウント系による車内音、車室内振動対策手法」においてアクティブマウントの構造と車内音低減効果を示した。自動車のアクティブ制御には、通常、LMS アルゴリズムを用いる適応制御が使われており、こもり音を対象としたエンジン回転２次成分か４次成分の低減にとどまっていた。本研究では、さらに幅広い周波数帯域で車室内振動あるいは車内音の成分が低減できる制御方法について研究を行った。

まず、そのために従来の制御手法について検討を行った。[(19)-(22)] 制御手法の大まかな分類を図 1.5.1 に示す。一般的に，制御手法のひとつとして，フィードバック制御が古くから広い分野で使われており，自動車においては操舵システムやエンジンのアクセル制御などが挙げられる。しかし，フィードバック制御は，プラントの特性を把握する必要があり、コントローラのパラメータは固定であ

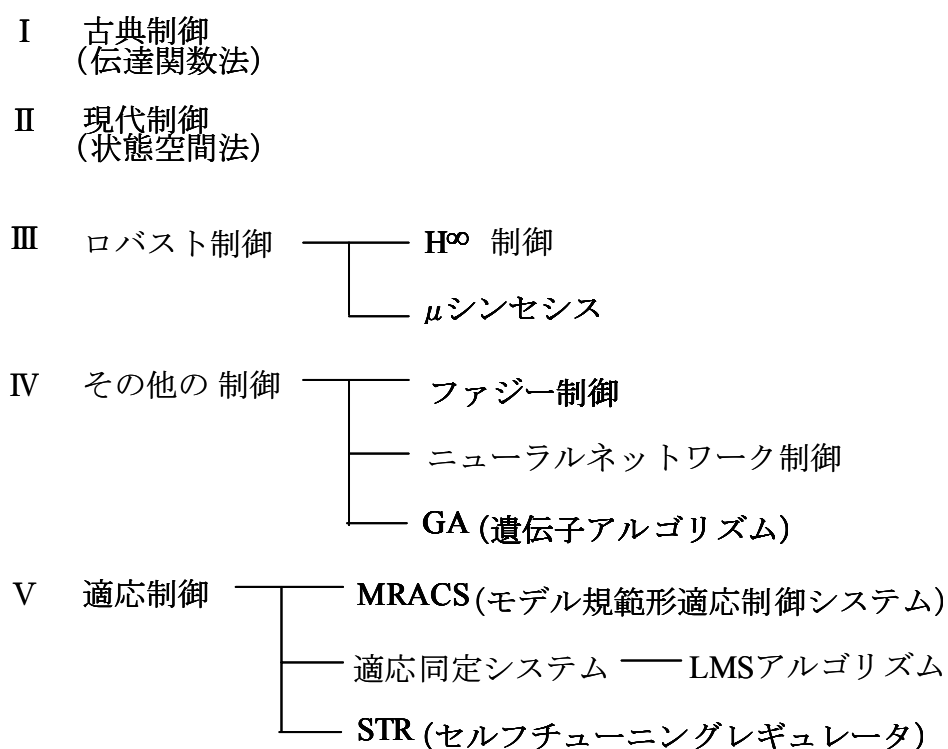



Fig.1.5.1 制御分類の概略

ることが多く，システム設計段階でエラーを最小化するように設計された例がほとんどである。特に，PID 制御においては，パラメータを決定するために経験を必要とする。自動車の車室内振動，車内音の制御を行う場合，温度変化，乗車人員数などにより車両の伝達関数が変化することが考えられ，上記の設計手法を用いても制御はうまくいかない場合も考えられる。

次に、現代制御は状態空間法に基づき、連立一階微分方程式で系の数学モデルを状態量として記述する手法である。コンピュータの利用がしやすい手法の為，急速に普及してきた経緯があり、多入出力の表現が容易になるが、プラントの特性が変化することに追従した制御には古典制御と同様に不適であると考えられる。

それ以外の制御として、H^{∞} 制御、μ シンセシス、ファジー制御などが挙げられる。この中で，H^{∞} 制御はモデルの不確かさの影響を抑制する制御であるがあり、外乱があっても安定的な制御効果が実現できるが，自動車のこもり音のようにエンジン回転に同期して対象周波数が変化する現象に対して安定的低減効果を得ることには適していないと考えられる。

そこで、制御対象の特性が変化するときに、制御則を対象の変化に適応させる制御手法として適応制御が適用される。適応制御には、MRACS（モデル規範型適応制御システム）と STR（セルフチューニングシステム）に大別できる。[21][22]
MRACS は、未知プラントとコントローラを結合した合成システムの出力が規範

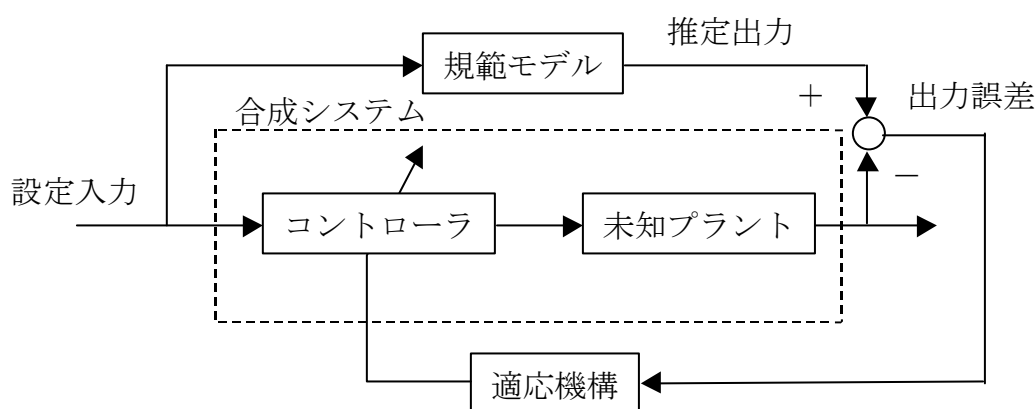



Fig.1.5.2　　モデル規範型適応制御システム(MRACS)

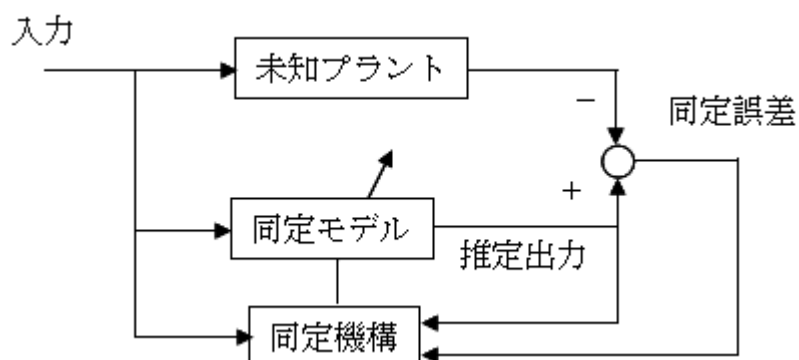



Fig. 1.5.3　適応同定システム

モデルの出力と一致するように適応機構を働かせてコントローラをオンラインで調整する。（図 1.5.2 参照）また、適応同定は、MRACS において、未知プラントと規範モデルを入れ替えた制御であり、これが通常自動車の車内音、車室内振動のアクティブ制御に使われる適応制御のブロック線図と同等になる。（図 1.5.3 参照）その同定機構として、LMS アルゴリズムが一般的に使われている。以上の検討から本研究においては、LMS アルゴリズムを改良し、幅広い周波数帯域を低減する適応制御手法を考案した。

1.6　本研究の目的

車室内振動や車内音の低減手法を検討するため、マウントにフォーカスし、その中でも効果の大きいアクティブマウントに着目した。

従来の電磁式アクティブマウントは、液体封入式マウントをベースとしているものが多い。つまり、内部にオイルを注入するためスペースが必要なり、通常のラバーマウントよりも外径は大きくなる。したがって、搭載上スペースの観点から不利になる。このことも原因のひとつと考えられ、大型トラックまでは採用されていない。また、従来、自動車におけるアクティブ制御では、こもり音低減つまりエンジン回転 2 次、4 次成分の低減が主な目的であった。快適性向上の観点からは車内音のオーバーオールを低減する必要があると考えられるが、従来の制御方式では、150Hz 以下の低周波成分までしか低減できないものが多かった。さらに、電磁式アクティブマウントは消費電力も大きい。よって、本研究の目的を次のように考えた。

■大型トラックまで適用可能とし、かつ低消費電力のアクティブマウントのハードウエアを構築する。

・アクティブマウント構造を考案し、単体試験で性能（伝達力低減効果、消費電力）確認をする。

・アクティブマウントを車両で試験し、その振動騒音低減効果を確認する。

・アクティブマウントの製品への応用を検討する。

■150Hz 以上の高い周波数領域まで車室内振動、車内音の低減が可能な制御手法を確立する。

・幅広い周波数帯でエラー信号を低減する制御手法を考案する。

・シミュレーションで制御効果を確認する。

・車両試験で制御効果を確認する。

1.7 本論文の構成

本論文は、新方式の油圧アクティブマウントの構造と制御方法の改良について述べたものである。その構成図を図 1.7.1 に示す。まず、油圧アクティブマウントの基本構造の構築について検討し、単体機能確認のため、エンジン起振力相当の力を発生する基礎試験装置によりその基本的な伝達力低減の確認を行った。制御手法については、幅広い周波数帯を低減する制御手法について説明しMATLAB によるシミュレーションでその機能を確認した。最終的に、本研究の油圧アクティブマウントを車載し新制御手法を用いて車両でその効果を示した。さらに、その他の応用例として、縦置きディーゼルエンジンのフロント傾斜マウントに適用しその効果を示した。

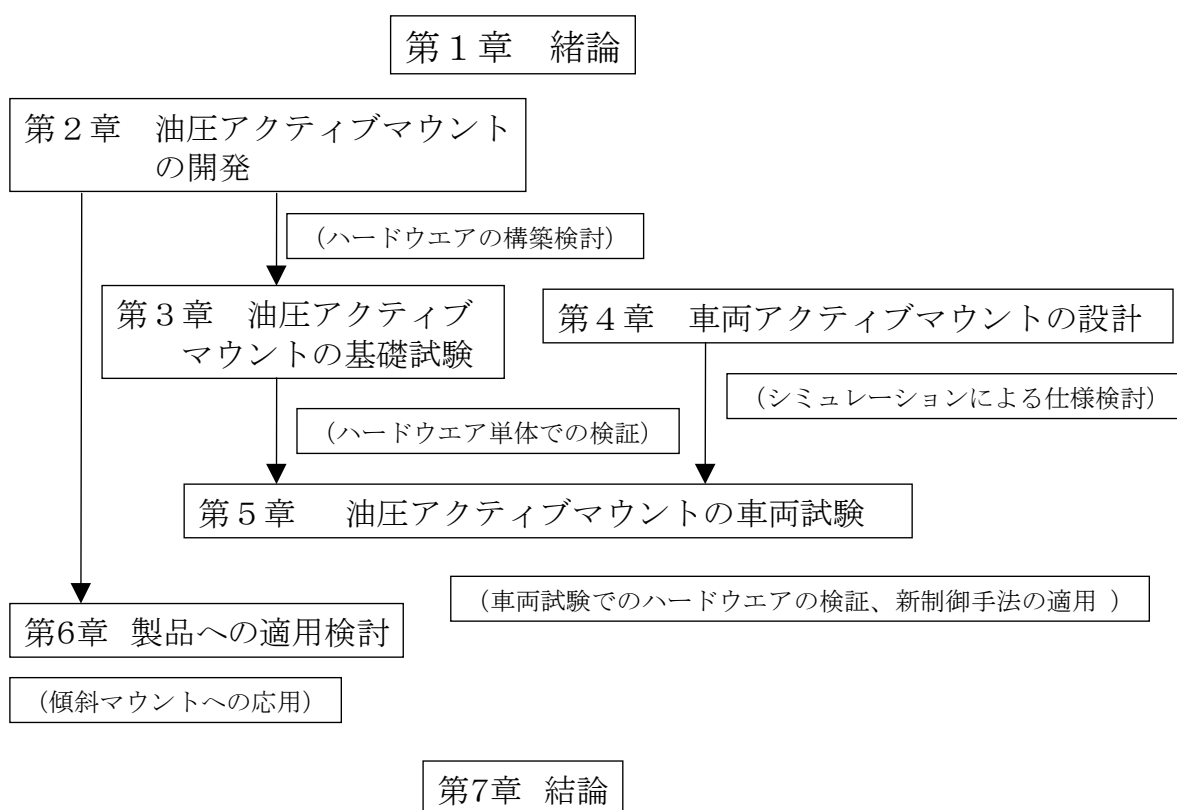



Fig.1.7.1　　本論文の構成

第 2 章「油圧アクティブマウントの開発」では、大型トラック用エンジンでも適用可能な油圧を用いたアクティブエンジンマウントを考案した。

主な部品構成は、ボイスコイルモータ、ベローズ、アキュムレータとし、低コスト、省スペースのため油圧ポンプを用いず、消費電力が低く抑えられる構造を検討した。また、各要素について仕様検討を行った。

第 3 章「油圧アクティブマウントの基礎試験」では、油圧アクティブマウントがエンジンに搭載された状態を模擬した基礎試験装置を製作し、LMS アルゴリズムを用い油圧アクティブマウントの伝達力性能把握を行った。
油圧アクティブマウントの上部にエンジンの加振力を想定した交番荷重を加え、アクティブマウントに対して適応制御を行い、伝達力低減、消費電力に関して確認した。

第 4 章「車両アクティブマウントの設計」では，油圧アクティブマウントの油圧シミュレーションモデルを作製し、第３章の基礎試験装置で計測を行って取得した制御有無のベローズ内、ハウジング内油圧の実験データにより、同様の傾向示すことを確認し計算モデルの妥当性を検証した。ピストンクリアランス違い、アキュムレータ封入圧違いについてシミュレーションを行い、その妥当性を検証した。このシミュレーションモデルを使って車両搭載のための各諸元の検討を行った。

第 5 章「油圧アクティブマウントの車両試験」では、油圧アクティブマウントを排気量3リッターののディーゼルRV車のフロント左右のマウントに搭載しアイドル回転で車両試験を行い、油圧アクティブマウントがハードウエアとして妥当であるかを検討した。制御手法は広い周波数領域に対して低減効果のある手法を考案し適用した。実車試験で従来手法である LMS アルゴリズムと新制御手法との比較を行い両者の違いを把握した。

第 6 章「製品への適用検討」では、本研究での油圧アクティブマウントの製品への適用を考える。従来の電磁式アクティブマウントは液体封入式マウントを

基本とするため、その特性から傾斜して使用することはできなかったが、油圧アクティブマウントを傾斜状態で 3 リッターのディーゼルエンジンのフロントマウントに適用し、アイドル状態でのマウント伝達力の低減効果、消費電力について把握した。また、搭載性の自由度を増やすために、異形形状のアクティブマウントを試みその可能性を把握した。
最後に、油圧アクティブマウントの今後の展望を述べる。

第 7 章「結論」では、本研究の結論を総括する。

参考文献

(1) 気象庁：IPCC 第 4 次評価報告書第一作業部会報告書(平成 19 年 8 月 27 日)

(2) 白河暁，糸山 浩之：ポスト新長期対応直噴ディーゼルエンジンの開発，自動車技術,Vol63,No.7, 20094440 (2009),p14-15

(3) 金堂雅彦，木村修二，平野出穂，浦木洋一，前田良一：小型直噴ディーゼル機関における静粛性向上技術の開発，JSAE Review,Vol21,No.9, 20004142 (2000)

(4) 島崎直基:予混合ディーゼル機関の実用化,自動車技術, Vol57, No.9, 20034492 (2003),p59-54,

(5) 広田信：DPNR（ディーゼル PM，NOx 同時低減触媒システム）の開発自動車技術， Vol60, No.9, 20060901 (2006), p-112-116

(6) 平野智,児玉健司：商用車用 DPF システムの開発,自動車技術,Vol60,No.9 , 20064612 (2006),p89-93

(7) 小森正憲，星野裕昭：八都県市対応ＰＭ減少装置，自動車技術，Vol57，No.9 , 20034496 (2003),p88-p93

(8) 原真治：尿素還元型 NO_X 触媒の性能，自動車技術， Vol57，No.9, 20034497 (2003),p88-93,

(9) 石井素：Nox Strage Catalysts for Diesel Vehicles，自動車技術，Vol60,No.9, 20064615(2006),p107-111

(10) 目黒区環境調査結果
http://www.city.meguro.tokyo.jp/gyosei/tokei/chosa_hokoku/kankyochousa/hokokusho/kankyo_saisin/souon_shindou/index.html

(11) 中田輝男：ディーゼルエンジンの振動騒音起振力の研究，学位論文,
(平成 11 年)

(12) 岡村秀勇:：エンジンにおける騒音源の分離手法と低騒音エンジンの評価手法について，自動車研究第 9 巻第 7 号（昭和 62 年 7 月）

(13) ㈳自動車技術会：自動車技術ハンドブック　基礎・理論,(2004 年 9 月), ㈳自動車技術会

(14) 野沢明：自動車用エンジンマウントの技術紹介（防振ゴムの特徴・エンジン支持系の振動)，バネ論文集，52 号(2007)

(15) 柿本寿彦：液体封入式エンジン・マウント・インシュレータ，日産技報,(昭57－12),p99-105
(16) 木村健，佐藤茂樹，赤津洋介，川添寛，川辺勉：適応制御を用いたアクティブコントロールエンジンマウント(ACM）システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集,No.983,9833250,(1998), p.137-140
(17) 尾崎宏，塚本孝徳，市川明徳，川添久光，柴田晃，前野隆，田島斉：アクティブコントロールエンジンマウントの開発，自動車技術会学術講演会前刷集, No.983,9833269 (1998), p.141-144
(18) Toshiyuki Shibayama, Kimio Itoh, Toshiyuki Gami, Takeshi Oku, Zenji Nakajima, Akinori Ichikawa, : Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration, SAE Transactions, Vol. 104, 951298 (1995)
(19) 中野道雄，美田勉：制御基礎理論,(平成 5 年 3 月),昭晃堂
(20) 長松昭男：音・振動のモード解析と制御,(1996)，コロナ社
(21) 寺尾満，金井喜美雄：ロバスト適応制御入門,(1989),オーム社
(22) I.D.Landau、冨塚誠義,適応制御システムの理論と実際, (1981),オーム社

第 2 章

油圧アクティブマウントの開発

2.1　緒言

自動車用アクティブマウントにはいろいろなタイプがある。それらの特徴を表 2.1.1、表 2.1.2 に比較した。これらの表から大型のエンジンに使用するには、油圧を用いること有効であると考えた。よって、大型トラックのエンジンマウントにも適用可能となるデバイスとして油圧を用いるアクティブマウントが最も適していると考えた。(1) – (13)

Table2.1.1　　各アクティブマウントの比較

アクティブマウントの方式	低減効果（こもり音）	低減効果（150Hz以上の高周波音）	重量	コスト	大型エンジンに対する適用	消費電力	開発レベル
電磁式	○	×	△	△	△	△	量産
負圧式	△	×	○	○	×	○	量産
ピエゾ式	○	×	△	×	×	×	研究
油圧式	（○）	（？）	（△）	（△）	（○）	（○）	研究

Table2.1.2　各アクティブマウントの比較

アクティブマウントの方式	備考
電磁式	車内音を低減できる周波数は約１５０Ｈｚまで。消費電力が大きい。外径はラバーマウントより大きい。
負圧式	相殺マウント変位が少なく、ディーゼルエンジンでは困難。
ピエゾ式	コスト、搭載性の問題がある。

但し、油圧ポンプを使うことも考えられるが、オイルをアクティブマウント内に封入することで、動力源を必要としないでエンジンを支持する構造とした。また、電磁式アクティブマウントに見られるように、ソレノイドを使うアクチュエータでは、マウント相殺変位を増やすためにはコイルに電流を多く流す必要があり、消費電力が悪化するという欠点がある。本研究におけるアクチュエータをオイルに浮かす構造とし上下から同じ静圧がかかるような構造とすることで、消費電力を抑えることを考えた。

この章では、油圧アクティブマウントの構造について説明を行い、さらに、その構成部品の特性について検討を行った。

2.2　油圧アクティブマウントの設計 (14) – (19)

アクティブマウントの適用可能範囲を乗用車から大型トラックまでと考えた場合、油圧を使うことが有効であるという仮説を立てた。アクチュエータとして、一般的にサーボ弁として使われるボイスコイルモータ、マウントの変位を吸収するための部材として、ベローズを選択した。図 2.2.1 に、本研究で考案した油圧アクティブマウントの構成を示す。油圧アクティブマウントは、ベローズ、ボイスコイルモータ及び位置検出センサー、アキュムレータ、ハウジングなどからなる。ベローズ、ハウジング、アキュムレータには、作動油が充填されている。

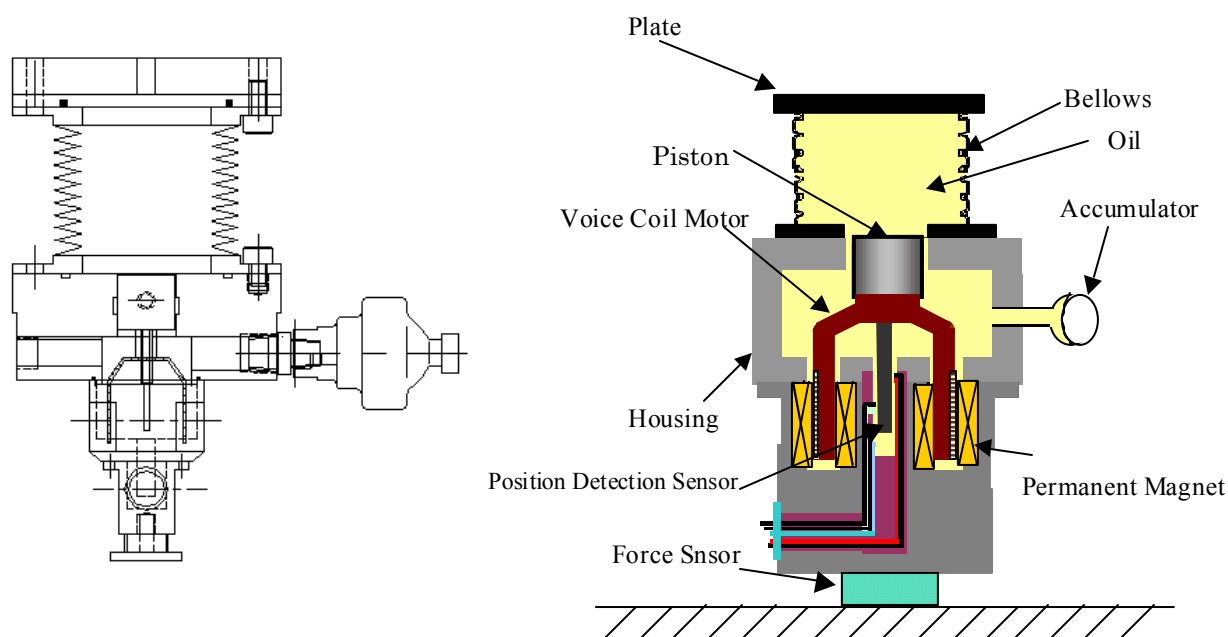



Fig.2.2.1　油圧アクティブマウントの構造
（特開 2003-240045　マウント装置、特許登録　4147783 号　平成 20 年 7 月 4 日）

まず、実験を行う前に油圧アクティブマウントの伝達力低減メカニズムについて検討した。アクティブマウントの一部を示す図 2.2.2 を用いて説明する。

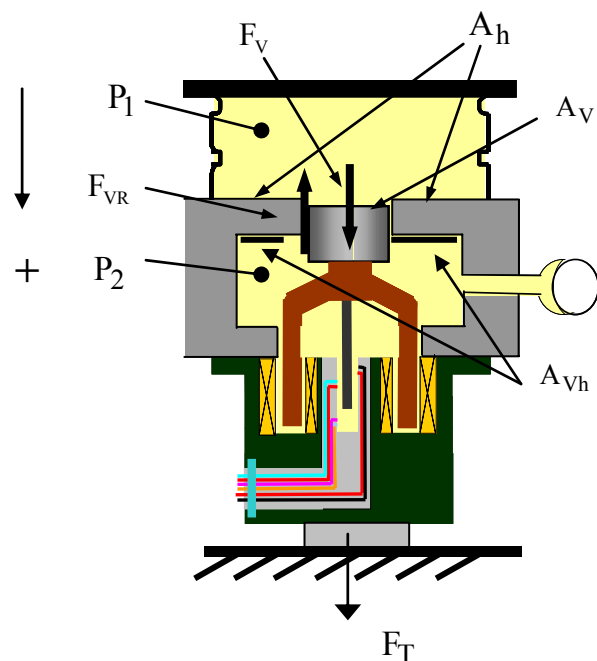



Fig.2.2.2　油圧アクティブマウントの伝達力低減メカニズム検討図

Table2.2.1　　記号の説明

P_1 ：ベローズ内圧力

P_2 ：ハウジング内圧力

A_h ：ベローズ内のオイルと接するハウジングの面積

A_V ：ボイスコイルモータに固定されているピストン断面積

A_{Vh} ： A_V を除くハウジング内上下面の面積

A_b ：ベローズの有効断面積（$A_h + A_V$）

F_h ：ハウジング上部に作用する力

F_T ：伝達力

F_V ：電磁力によりボイスコイルモータに働く力

F_{VR} ：電磁力 F_V の反力

図 2.2.2 で、P_1 がボイスコイルモータに固定されたピストンを押し下げようとするとき、位置フィードバック制御により、ピストンの位置を保持するため上方向に電磁力 F_V を発生する。下向きの力の方向を＋と定義するとボイスコイルモータに関する力の釣り合いは次のようになる。

$$(P_1 - P_2)A_V + F_V = 0 \tag{2.2.1}$$

ハウジングに作用する力 F_h は、ベローズ内の圧力 P_1、ハウジング内の圧力 P_2、電磁力 F_V の反力 F_{VR} から次のように表される。

$$F_h = P_1 A_h - P_2 A_{Vh} + F_{VR} \tag{2.2.2}$$

と表現される。電磁力 F_V とその反力 F_{VR} は向きが反対で釣り合うことから

$$F_V + F_{VR} = 0 \tag{2.2.3}$$

となる。式(2.2.1)、式(2.2.2)、式(2.2.3)から

$$F_h = P_1 A_h - P_2 A_{Vh} + (P_1 - P_2)A_V = P_1(A_h + A_V) - P_2(A_{Vh} + A_V) \tag{2.2.4}$$

が得られる。一方、

$$\begin{aligned} F_T &= F_h + (A_{Vh} + A_V)P_2 \\ &= P_1(A_h + A_V) - P_2(A_{Vh} + A_V) + (A_{Vh} + A_V)P_2 \\ &= P_1(A_h + A_V) \end{aligned} \tag{2.2.5}$$

$$A_b = A_h + A_V \tag{2.2.6}$$

であるから

$$F_T = P_1 A_b \tag{2.2.7}$$

となり、ハウジング内の油圧 P_2 には無関係となり、ベローズ内圧力が伝達力に影響を与える。

以上のことから、油圧アクティブマウントの伝達力低減メカニズムを図 2.2.3 のように考えた。

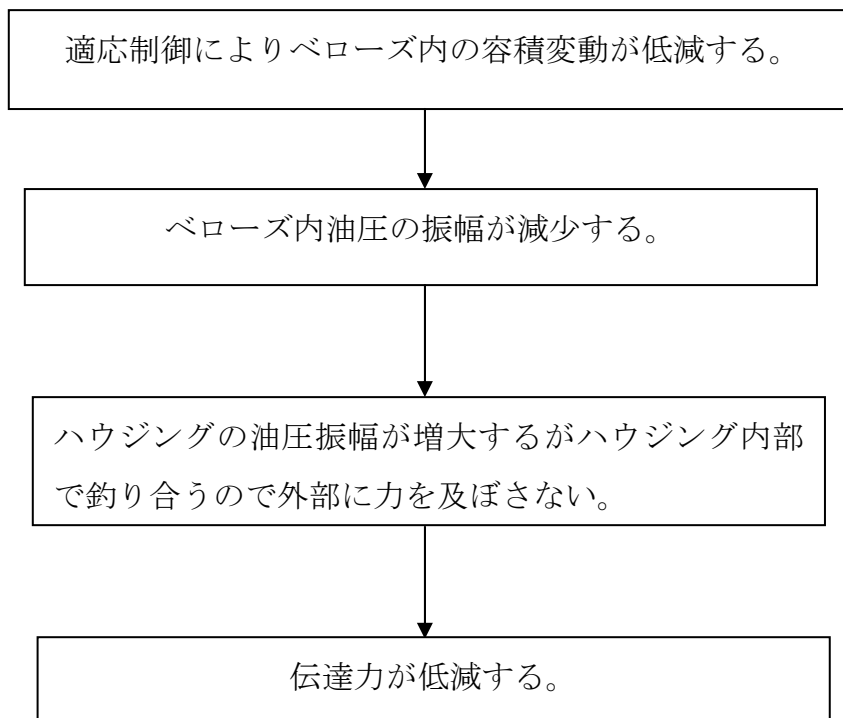



Fig.2.2.3　油圧アクティブマウントの伝達力低減メカニズム

油圧アクティブマウントは、アクチュエータにボイスコイルモータを用いて制御することで、ベローズ上部ブラケットの上に配置するラバーマウントの相対変位を相殺し、ベローズ内油圧の変動を制御し、アクティブマウント取り付け部への伝達力を低減する。一方、ハウジングに取り付けられたアキュムレータはボイスコイルが動きやすくするために用いられている。

ボイスコイルモータは非磁性体にコイルが巻かれており、それに近接してハウジングには永久磁石が配置してある。磁界に置かれたコイルに電流が流れるとき、コイルと磁界の向きに対して直角方向、すなわち上下方向にコイルは力を受ける。

また、図2.2.1で示すベローズ上部のプレートにエンジン荷重が作用する。その荷重を油圧アクティブマウント内部の油圧で支える。つまり、この油圧アクティブマウントはエンジンの静荷重を支えるために動力を必要としない利点をもっている。

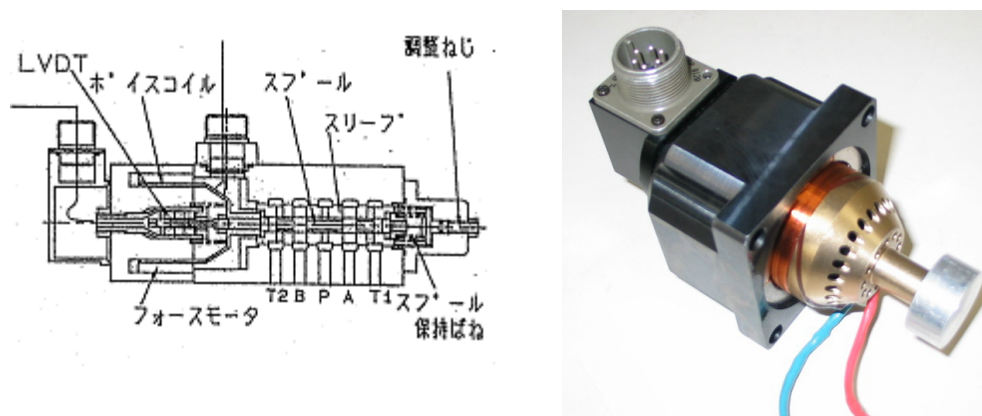



Fig.2.2.4　ボイスコイルモータ

図 2.2.1 で示すこの油圧アクティブマウントはピストンが上下に摺動するためにベローズ室とハウジング室の間に位置するピストンとハウジング間の適度なクリアランスが設け、ピストンの上下にほぼ同等の静圧がかかるようにして消費電力の低減が可能となる設計とした。

力の伝達経路としてはベローズ、ハウジングの金属を伝達する経路とベローズ内のオイル、ハウジングを伝達する経路、ベローズ内オイル、ボイスコイルモータ、ハウジング内オイルを伝達する経路がある。この油圧アクティブマウントは、ボイスコイルモータを制御して伝達力を低減するものであるが、ピストンとアセンブリとなっているボイスコイルモータをベローズ室とハウジング室の間に保持するための位置フィードバック制御とハウジング～ベース間の伝達力を低減するための適応制御を同時に行う。

なお、この制御でベローズの金属部分、ハウジングを介しベース至る伝達系はベローズの剛性が低いため伝達系として無視できると考えた。

ここで、ベローズは成型ベローズを用いているが、この耐圧はベローズの設計強度を満たせば問題がなく、約 0.5～1MPa 程度であれば問題がない。排気量 15 リッタークラスのトラックでは、エンジンマウントの分担荷重は、最大で約 4000～5000N となる。したがって、ベローズの有効径は、油圧を 0.5MPa とすると ϕ0.10～ϕ0.11m 程度となる。

一方、これを液体封入式マウントをベースとする電磁式アクティブマウントで実現しようとすると、同等の静バネ定数を持たせるためには、通常のラバーマ

ウントの形状に対して液体を封入するスペースが必要になり径方向に大きくなる。 つまり、大型トラックを想定した場合、本研究で考案した油圧アクティブマウントのほうが径方向についてはコンパクトになると考えられる。

2.3　各部品の特性

本研究における油圧アクティブマウントでは、アクチュエータをベローズ室とハウジング室の間に位置させる方式を取った。そのため産業用サーボ弁で用いられているボイスコイルモータに着目し、アクチュエータとして採用した。ボイスコイルモータについてその特性を把握し検討を行った。

2.3.1　ボイスコイルモータ

2.3.1.1　ボイスコイルモータの特性

ボイスコイルモータの特徴は、次のとおりである。

A. 高速応答性を持っている。

B. スプールストロークが大きく耐コンタミ性がある。

C. 内部リーク量が少量である。

サーボ弁、サーボアンプには、株式会社日本ムーグ製の SH03 型サーボ弁、VSA303 サーボアンプを用いた。[20]

図 2.3.1 にサーボ弁、サーボアンプの構成図、表 2.3.1 にサーボ弁の仕様を示す。

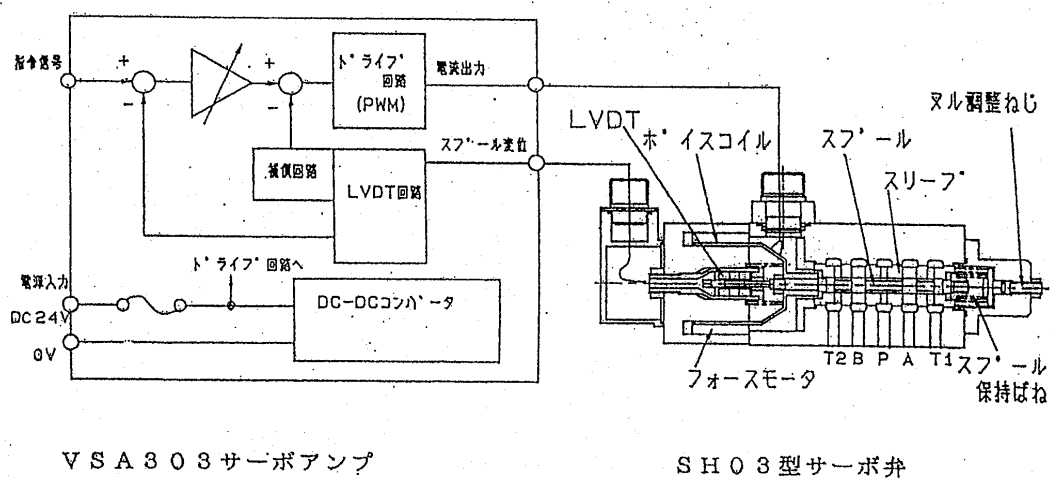



Fig. 2.3.1　　ボイスコイルモータの構造とサーボアンプ

Table2.3.1　ボイスコイルモータ、サーボアンプの仕様

定格出力	21MPa
耐圧	
供給側	31MPa
負圧側	31NPa
戻り側	7MPa
使用温度範囲	-10～60℃
中立点変動	
供給側	2～21MPaで1%以下
温度	30℃以下で2%以下
ヒステリシス	1%以下
定格入力電流	±1.6A
ムービングコイル インピーダンス	8.6Ω　12mH
周波数特性	-90℃位相遅れ時150Hz以上
使用粘度範囲	10cst～200cst
作動油	一般鉱物油

図 2.3.1 におけるフォースモータをボイスコイルモータと呼ぶ。
SH03 型サーボ弁は、スプール弁を駆動するボイスコイルモータ、スリーブとスプールからなる四方案内弁、スプール変位検出部の LVDT(Linear Variable Differential Transformer)及び保持用のバネで構成されている。本研究においては、図 2.3.1 におけるスプールの代わりに、図 2.2.4 に示すアルミ製のピストンを取り付けアクチュエータとして用い、ベローズ室の油圧を制御した。
　なお、表 2.3.1 にボイスコイルモータ、サーボアンプの使用を示す。動作温度は、-10～$60^{\circ}C$ であるが、$150^{\circ}C$ まで動作する仕様もあり、実際の車両においても使用可能といえる。

2.3.1.2　ボイスコイルモータのストローク

本論文の油圧アクティブマウントは、ボイスコイルモータを動作させ、マウントの変位を相殺する。実際のマウント変位を相殺するために、ボイスコイルモータと一体となっているピストンの断面積とベローズの有効断面積の比を考慮する必要がある。ディーゼルエンジンの定常運転の場合、アイドルのときマウント変位が大きく約±0.3mm である。ボイスコイルモータの最大振幅が±1.5 *mm* であるが、ベローズとボイスコイルモータの断面積比によりベローズの振幅が変化するためその断面積比を調整しベローズ上部ブラケットがマウント変位相当の変位を相殺することが可能となることが必要となる。図 2.3.2 は、ボイスコイルモータの変位 0-PEAK と断面積比を 4 とした場合のベローズ上部プレートの変位を示す。(式(2.3.1)参照) おおよそアイドルでのマウント変位である 0.3mm 程度の振幅がベローズ上部ブラケットで得られていることを示している。

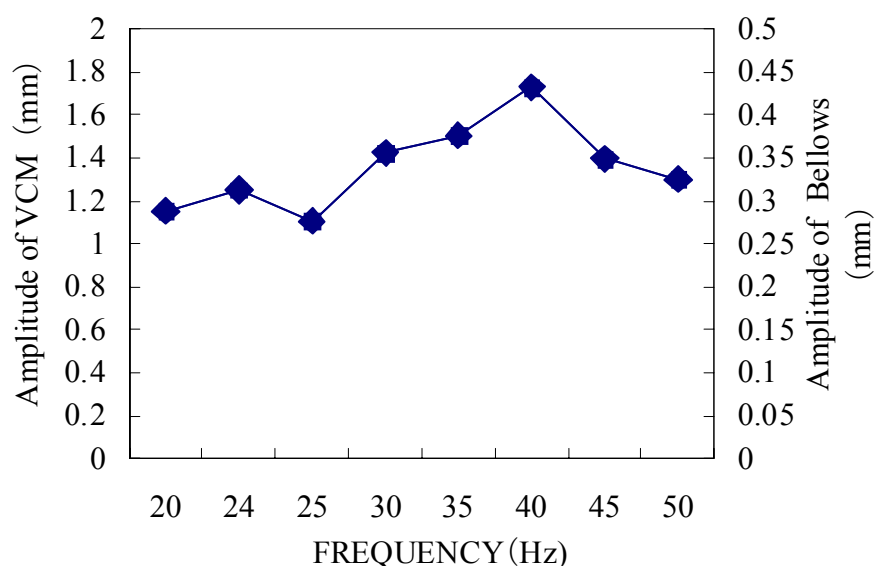



Fig.2.3.2　ボイスコイルモータのストローク

$$\text{ベローズ上部のプレートの変位} = \text{ボイコイルモータのストローク} \times \frac{\text{ボイコイルモータの断面積}}{\text{ベローズの有効断面積}} \qquad (2.3.1)$$

2.3.1.3　ボイスコイルモータの周波数特性 (21)

本研究では 500Hz までの車内音成分を低減することを目標としている。したがって、アクチュエータであるボイスコイルモータの周波数特性は重要である。そこで、ボイスコイルモータに片振幅 5V のサイン波を入力電圧とし、そのときのボイスコイルモータの変位を応答としたときの周波数応答関数を計測した。(図 2.3.3 参照) 20Hz～10kHz まで周波数応答関数を図 2.3.4 に示す。計測はスイープではなく個々の周波数ごとでボイスコイルモータを車両に搭載した油圧アクティブマウントに装着した状態で行った。具体的な搭載方法は「第５章　油圧アクティブマウントの車両試験」で詳述する。

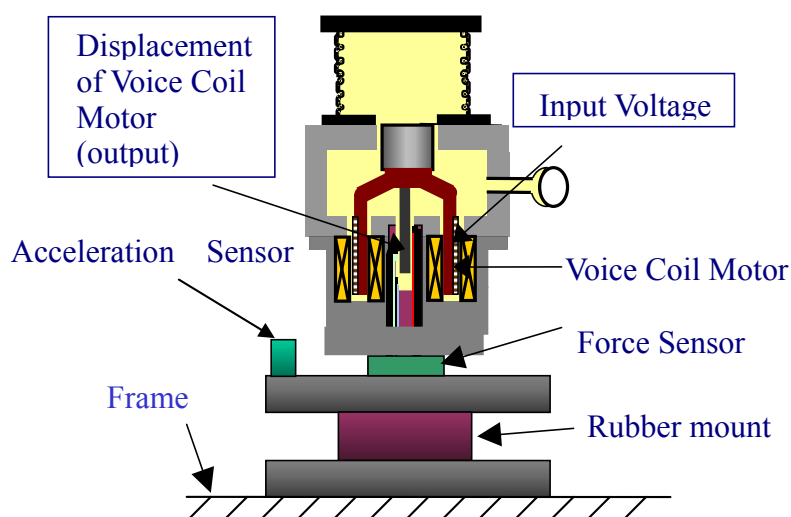



Fig.2.3.3　ボイスコイルモータの周波数応答計測

周波数特性については約 80Hz まではほぼフラットであり、それ以降の周波数領域では、2 次遅れ系の特徴である-40dB/dec の勾配となる。ところで、アクティブ制御を可能にするためにはボイスコイルモータの振幅することによって生じるベローズ上部プレートの振幅が実際のマウントの相対変位以上であることが各々の周波数で必要になる。そこで、両者の比較を検討した。ボイスコイルモータの周波数応答関数及びベローズの有効断面積とボイスコイルモータの断

面積比率から求めたベローズ上部プレートでのボイスコイルモータによる最大可動振幅とアイドル運転状態での右マウントのラバーマウトの振幅を図 2.3.5 に示す。図示した周波数領域で前者の振幅が後者よりも大きいため 25Hz 近傍だけでなく 100Hz 以上の周波数成分に対しても十分制御できると考えた。

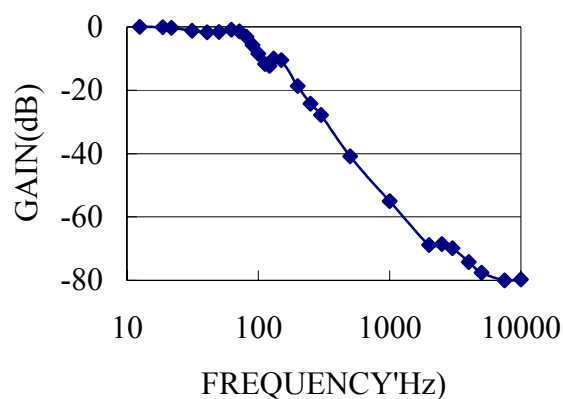



Fig.2.3.4　　ボイスコイルモータの周波数特性

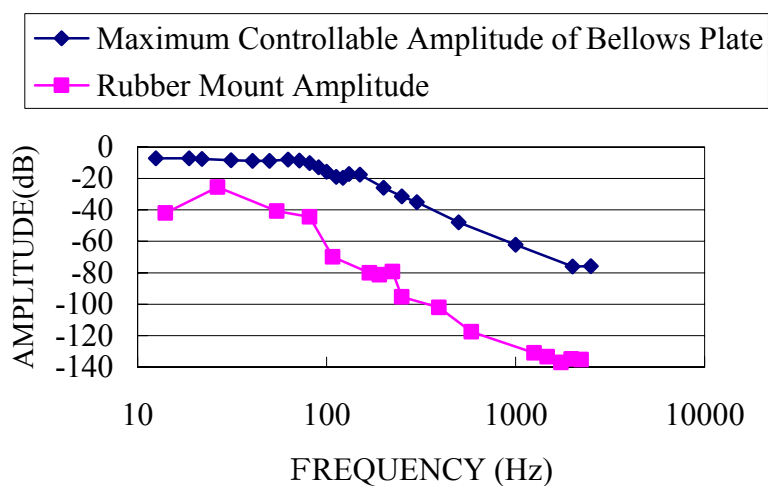



Fig.2.3.5　ベローズ上部プレートとマウント相対変位

2.3.2　ベローズの特性 (22)

アクティブマウントの原理は、エンジンの加振力により引き起こされるマウント振幅、ベローズ内油圧変動を相殺し、車体への伝達力を低減するものである。この油圧アクティブマウントでは、そのマウント振幅を吸収する部分がベローズである。ベローズは、横方向の省スペース化のために採用した。ベローズの仕様を検討するにあたり、設計要件として、次の項目が必要になる。

① ベローズの外径が車両搭載可能な寸法になること。
② ベローズの静的内圧が極端に大きくないこと。
③ ベローズの動的内圧が基準値以下であること。
④ 横変位による発生応力が、基準値以下であること。
⑤ ベローズの振幅が基準値以下であること。

まず、ベローズの諸元を決定するにあたり、①②に示す物理的要件について検討を行う。例えば、排気量約 15 リッターのエンジンにおいて、そのエンジンマウントの最外径は約 120cm で、マウント分担荷重は 5000N 前後となる。ベローズの有効径を 120cm とするとベローズ内のオイルの圧力は､約 0.44MPa となる。つまり、ベローズの降伏応力には至らず、強度面からは問題がなく、①②については問題がないということになる。

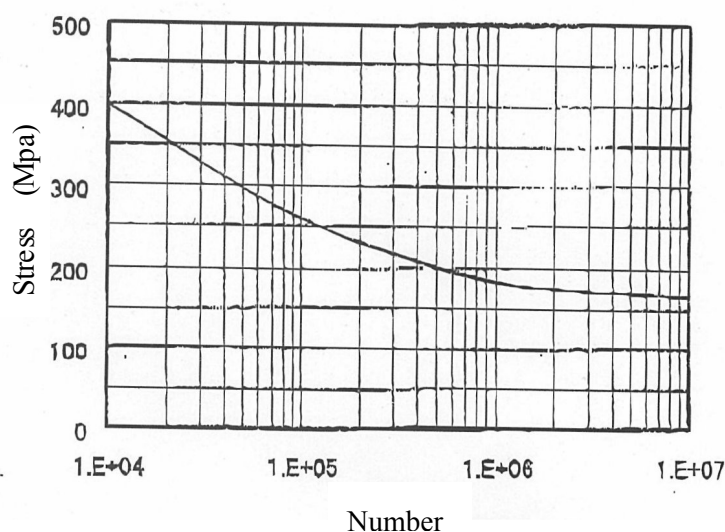



Fig.2.3.6　ベローズの SN 線図

③の動的内圧については、ベンチ試験において、3 リッターディーゼルエンジンのフロントマウントにおけるマウント～土台間の力が 100N 程度の振幅でベローズの有効径を 120cm とすると、ベローズ内油圧の圧力振幅は、約 0.009MPa、排気量が５倍になっても 0.045MPa の圧力振幅であり、これに関する SN 線図から問題はない（図 2.3.6 参照）。
④に関しては、ベローズの横剛性が低いため、横荷重をベローズで受けることはできない。つまり、ベローズに大きな横荷重が作用する場合は、別部品であるストッパーで力を受ける構造とすればベローズの横変位による発生応力はほとんど生じない。
⑤に関しては、走行時、アイドル時、エンジン始動のなどの場合が想定される。まず、走行時、アイドル時の場合、エンジンのトルク変動のよる荷重を受けることにより長手方向にベローズは、伸縮するためその耐久性を検討する必要がある。そのため、ベローズの振幅による応力振幅を求め前述の SN 線図（図 2.3.6 参照）からその妥当性を判断する。まず、ベローズの伸縮による発生応力 σ_x は、
次の式で与えられる。

$$\sigma_X = \frac{1.5 \times t \times \varDelta_X \times E}{(p/2)^{0.5} \times h^{1.5} \times 2n} \times 0.9 \tag{2.3.2}$$

σ_x ：ベローズの伸縮による発生応力　　t ：板厚（mm）
$\varDelta_X$ ：変位　　E ：ヤング率(kgf/mm^2)
p ：ベローズのピッチ（mm）

Table2.3.2　　ベローズの仕様

山数	8
外径(mm)	70
外径(mm)	50.567
有効面積(mm^2)	29.284
材質	SUS304
使用最大圧力(Mpa)	0.5
原管肉厚(mm)	0.2
有効自由長(mm)	34.238
バネ定数(N/mm)	9.697

Fig.2.3.7　ベローズ

h ：山高さ（mm）

n ：有効山数

Table2.3.3　応力検討用ベローズの仕様

外径(mm)	70	120
板厚(mm)	0.2	0.2
ピッチ(mm)	4.5	5.5
山の高さ(mm)	9.5	12.9
山数	8	9
材質	SUS304L	SUS304L

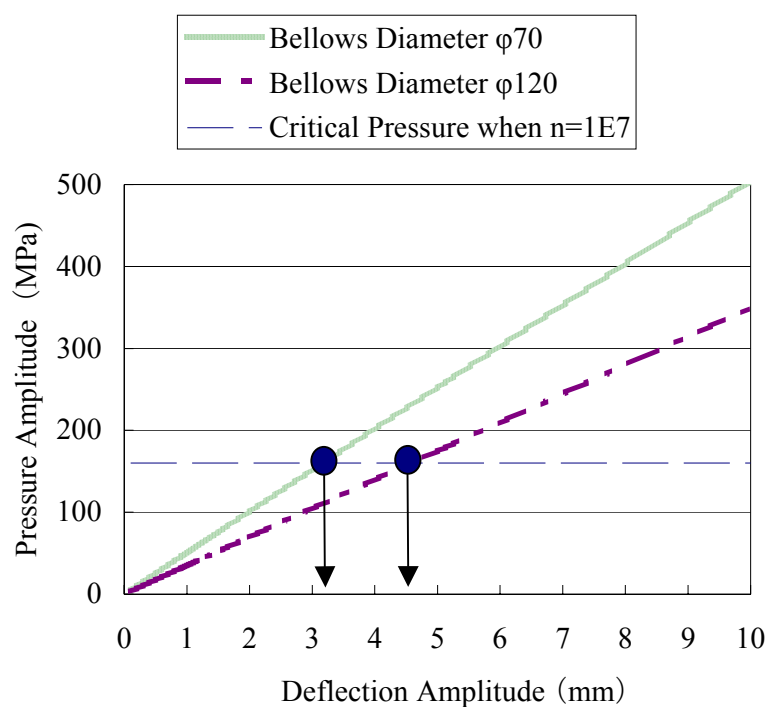



Fig.2.3.8　　10^7回以上の耐久性可能な変位振幅

表 2.3.3 のような２種類の外径違いのベローズについて発生応力σ_xを計算した。その結果を図 2.3.8 に示す。

図 2.3.6 のＳＮ線図から10^7回以上の耐久性を確保するためには、圧力振幅で±160Mpa 以下であることが必要である。通常の運転状態において、エンジンマ

ウントの変位は、低い周波数ほど大きく、ディーゼルエンジンではアイドルでエンジンマウント変位は 0.3ｍｍ程度となる。つまり、図 2.3.8 から圧力振幅160MPa のとき、ベローズ外径φ70、φ120 の各々で、限界となる変位振幅は約3.1mm、4.6ｍｍとなるので、問題ないことがわかる。突起乗り上げ時には、マウントは 20～30ｍｍ変位する。この頻度が高ければ、図 2.3.8 からも明らかなように耐久上の問題が発生するが、これに関しては、ストッパーを用いることにより大変位を回避できる。

また、左右方向についても、通常のマウント変位は上下方向よりも少ないため、応力上の問題はなく、車両の前後振動などの大変位についてはガイドを設けることにより対応可能と考えた。

2.3.3　アキュムレータの仕様検討 (23) (24)

アキュムレータは、ブラダゴムに窒素ガスが封入されており、容器に流体が流入するのに伴い、容器内に圧力が蓄圧される。本研究でのアキュムレータは、ボイスコイルモータが動き易くするために用いているので脈動吸収用である。アキュムレータの吐出量を考慮した必要となる容量を求めた。ここでは、NOK の脈動吸収用計算式を用いた。

$$V = \frac{q \cdot F1 \cdot \left(\frac{P_X}{P_l}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{P_X}{P_m}\right)^{\frac{1}{n}}} \qquad (2.3.3)$$

V ：アキュムレータのガス容積

P_X ：平均回路圧力

P_m ：最大許容脈動圧力　（$P_m = P_X * 1.1$）

P_1 ：ガス封入圧力　(0.2Mpa)

n ：ホリトロープ指数

q ：ポンプ 1 回転当たりの吐出量

$F1$ ：ポンプ吐出係数 (0.6)

ここで、アキュムレータ容量の計算の１例として、車載を行った外径ϕ70 のベローズ（表 2.3.2 参照）及び外径ϕ26 のピストンと一体のボイスコイルモータを用いて計算を行った。上記の各パラメータは下記のようになる。

q ： $\pi \cdot \left(\frac{2.5}{2} \right)^2 \times \pm 0.15 = \pm 0.736[cc] = \pm 0.000736[L]$

ボイスコイルモータのピストン外径を25ｍｍ, ストロークを±1.5mm としてqを求めた。

P_x ：絶対圧力表示より　0.52+0.1013=0.6213 MPa　（マウント分担荷重を150kgf とした。）

P_m ：絶対圧力表示より　$P_m = 1.1P_X$

n ：1.39

以上から、アキュムレータの必要容積Vは、V =13.3cc　となる。
この結果から実験としては、市販されている最小のアキュムレータ容量として30cc を用いた。

2.4 結論

1. 従来の電磁式、負圧式、ピエゾ式アクティブマウントの比較を行い。大型エンジンにも使用可能なアクティブマウントとして、油圧を用いたアクティブマウントが有利であるという結論を導いた。

2. ボイスコイルモータ、ベローズ、アキュムレータからなる油圧アクティブマウントの構造、動作原理を考案した。（特許取得済み）この構造は、外部に油圧ポンプを設けることなく、エンジン荷重を支えることができ、ピストン上下部に同等の静圧がかかるため消費電力を軽減できるという特長をもっている。

3. 油圧アクティブマウントにおける力の釣り合いの式から、その伝達力低減のメカニズムを推定した。

4. その構成部品であるボイスコイルモータ、ベローズ、アキュムレータのサイズ、特性について最適な仕様を検討した。

参考文献

(1) K.Aoki, K.Shikata, Y.Hyoudo, T.Hirade,T.Ihara：Application of an active control mount (ACM) for improved diesel engine vehicle quietness, SAE Transactions, Vol. 108, 1999-01-0832 (1999)

(2) Toshiyuki Shibayama, Kimio Itoh, Toshiyuki Gami, Takeshi Oku, Zenji Nakajima, Akinori Ichikawa, : Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration, SAE Transactions, Vol. 104, 951298 (1995)

(3) 木村健,佐藤茂樹,赤津洋介,川添寛,浜辺勉：適応制御を用いたアクティブコントロールエンジンマウント(ＡＣＭ) システムの開発,自動車技術会学術講演会前刷集, No.983,9833250 (1998), p.137-144

(4) 青木和重,平出高久,兵藤嘉彦,相原敏彦,四方力：アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上,自動車技術会学術講演会前刷集,No.983,9833241 (1998), p.133-136

(5) 尾崎宏,塚本孝徳,市川明徳,山添久光,柴田晃,前野隆,田島斉：アクティブコントロールエンジンマウントの開発，自動車技術会　学術講演会前刷集，No.983,9833269(1998), p.141-144

(6) 松岡英樹,三笠哲雄,根本浩臣：アクティブエンジンマウントの開発，自動車技術会　学術講演会前刷集,No.84-03 ,20035569(2003)

(7) Kyu H Lee, Young T. Choi, Sang P. Hong : Performance Design of Hydraulic Engine Mount by using bond graph method, SAE Technical Paper, 951347(1995)

(8) Douglas A. Swanson：Active engine mounts for vehicles, SAE Transactions, Vol. 102, 932432 (1993)

(9) Jae-Yeol Park, Rajendra Singh : Vibration Analysis of Powertrain Mounting System with a Combination of Active and Passive Isolators with Spectrally Varying Properties, SAE Technical Paper ,2009-01-2034 (2009)

(10) Andre Jenesseaux : A new generation of engine mounts,SAE Technical Paper ,951296 (1995)

(11) Andrew Hills, Andrew Harrison, David Stoten, Mike Fursdon : Active Engine Mounts for Improved Passenger Comfort,SAE Technical Paper, 2004-05-0098 (2004)

(12)M.Beruchon, A New Generation of Engine Mounts,SAE Technical Paper ,840259(1984)

(13) R. Mattew Brach and Alan G.Haddow, On the Dynamic Response of Hydraulic Engine Mounts, SAE Technical Paper, 931321(1993)

(14) 富樫千晴,一柳健：マウント装置,特許第 4147783 号,(平成 20 年 7 月 4 日)

(15) 富樫千晴,一柳健：油圧防振マウントの研究,日本機械学会論文集Ｃ編 69 巻 685 号 No.02-1293 (2003-9),

(17) 富樫千晴：油圧防振マウントに関する研究,自動車技術会春季学術講演前刷集 No.3-03,20035043(2003), p.5-8

(18) Chiharu Togashi, : Study on Active Engine Mount, SAE Technical Paper 2003-01-1418 (2003)

(19) 富樫千晴：油圧アクティブマウントの研究,自動車技術 , Vol.58 No.4, 20044245 (2004), p.81-86

(20) 東京精密測器㈱ : SH03 型サーボ弁　VSA-303 型サーボアンプ　取扱説明書 (1997.7)

(21) 富樫千晴,中野光雄：アクティブエンジンマウントの適応制御手法に関する研究,自動車技術会論文集, Vol.40,No.3,20094368(2009)

(22) 日本発条：ベローズ設計資料,
http://www.nhkspg.co.jp/products/industry/blws/products/001.html

(23) NOK：アキュムレータカタログ,Cat.No.237,05098(ダウンロード)

(24) 原裕子：振動制御,東京工科大学 2001 年度卒業論文, (2002)

第 3 章

油圧アクティブマウントの基礎試験

3.1 緒言

本研究の最終目的は、第 2 章で考案した油圧アクティブマウントを車両に適用し、車内音、車室内振動を低減することである。その前段階として、アクティブマウント単体として、その伝達力低減量などの基本性能を確認する必要がある。そのためには、アクティブマウントのデバイスを単体で評価するための基礎試験装置を設計、製作し、油圧アクティブマウントの評価を行った。その試験装置は、通常エンジンマウントに及ぼす力を想定した静荷重とトルク変動荷重を与えることができ、エンジン運転状態を擬似的に再現できるものである。また、制御手法としては、LMS (Least Mean Squares)アルゴリズムにより、油圧アクティブマウントが伝達力低減に関する基本性能を確認した。

具体的には、エンジンの静荷重に相当するものを錘とし、トルク変動による加振力に相当するものとして、モータにアンバランスマスを装着することで試験装置を設計した。

上記の油圧アクティブマウントを基礎試験装置でアクティブ制御の性能を確認するため、アクティブ制御有無におけるベローズ内油圧、ハウジング内油圧、ラバーマウント変位、伝達力を測定し、それらのデータから油圧アクティブマウントの伝達力低減のメカニズムを導いた。

3.2　基礎試験装置

3.2.1　基礎試験装置の概要 (1) (2)

図3.2.1、図3.2.2、図3.2.3、図3.2.4に、本論文で提案した油圧アクティブマウントの加振力低減効果の性能を試験するための実験装置を示す。

図3.2.1は、油圧アクティブマウントが実機エンジンのローリングモーメントがラバーマウント作用する動的荷重、エンジン荷重がマウントに作用する静荷重を受ける状態を想定した実験装置であり、これによりアイドル相当における運転状態での伝達力低減効果をシミュレーションするものである。

油圧アクティブマウントの上には、ラバーマウントが配置され、その上にはラバーマウントを介し エンジン静荷重を模擬した錘が固定されている。マウント分担荷重に関して大型トラックのエンジンでは、ひとつのマウント分担荷重で最大 5000N を超えるものもある。しかし、基礎試験装置で 500kg もの錘を使用するのは安全上の問題があるため、3 リッターの RV 用エンジンのマウント分担荷重（約 150kg）相当とした。

この上に加振力を発生させるためのモータが固定されている。モータの軸の先端に0.06kgの質量をもった長さ0.1mのアームが取り付けられている。その軸にギアを介して、そのアームと逆回転で同じ角速度で回転する先端に同じ質量をもつもうひとつのアームにより横向きの力をキャンセルしている。結果的に、上下方向のみにサイン波状の加振力を発生する機構となっている。この試験装置でモータの回転を変えることにより、20～50Hzの周波数の加振を行った。なお、錘が倒れないようにローラガイドで横方向の支持を行っている。

ハウジングと土台の間にひとつの力センサーを設けた。この力センサーでハウジング～土台間の伝達力を計測する。

この基礎試験装置において、第２章で述べたように、油圧アクティブマウントの制御ではボイスコイルモータに対して適応制御と位置フィードバック制御を同時に行う。各加振周波数における伝達力、ベローズ内油圧、ハウジング内油圧を計測し、そのアクティブ制御の効果の把握、そのメカニズムの検討を行った。

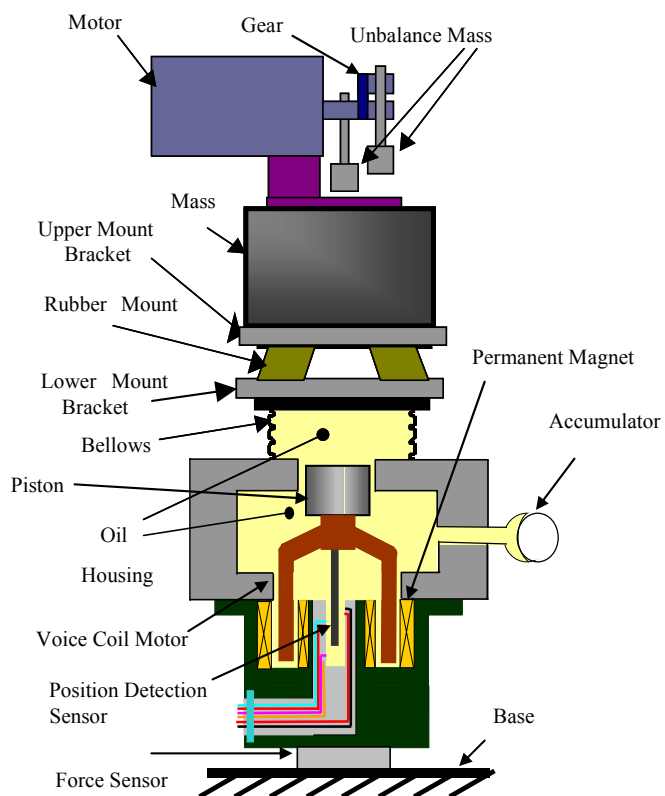



Fig.3.2.1　油圧アクティブマウント基礎試験概略

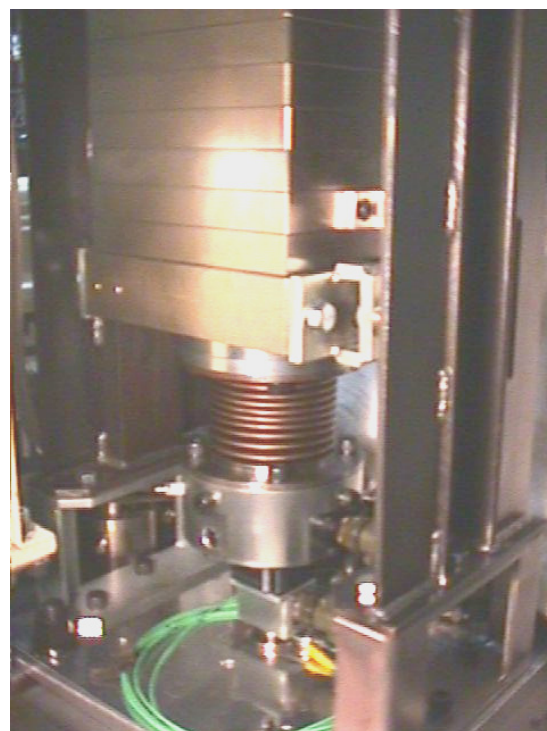



Fig.3.2.2　油圧アクティブマウント基礎試験概略

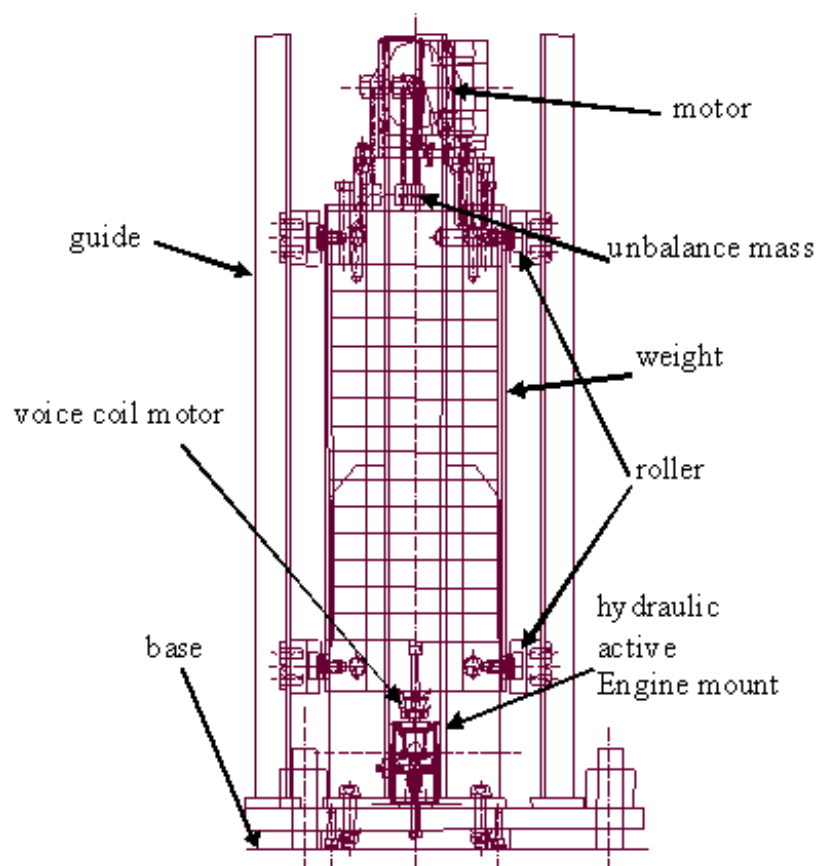



Fig.3.2.3　基礎試験装置

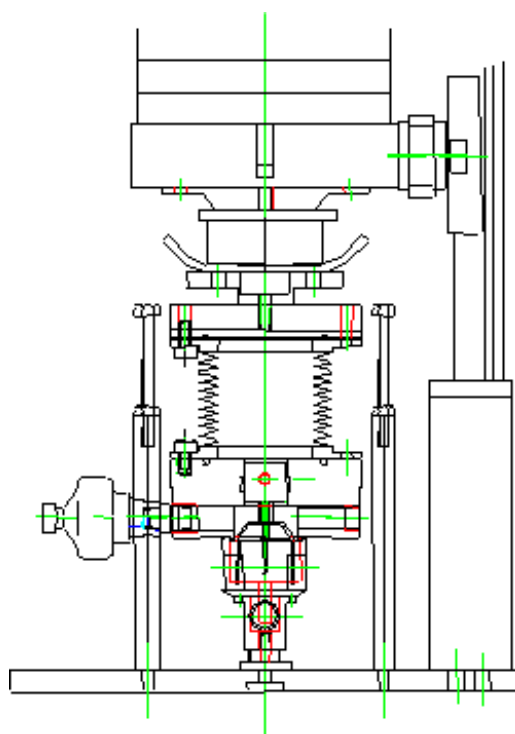



Fig.3.2.4　　基礎試験装置における油圧アクティブマウント

3.2.2　油圧アクティブマウントの仕様

基礎試験装置で用いた油圧アクティブマウントの仕様を表 3.2.1 に示す。
付録 A に、ハウジング、ボイスコイルモータのピストンの図面を示す。

Table3.2.1　　油圧アクティブマウントの仕様

部品	諸元	仕様
ベローズ	外径（mm)	104.5
	内径（mm)	72
	肉厚（mm)	0.2
	山数（mm)	7
	自由ピッチ（mm)	7
	山の高さ（mm)	15
	材質	SUS304
	使用最大圧力(Mpa)	0.2
	一山のバネ定数(N/mm)	4.9
ボイスコイルモータ	ピストンの外径（mm)	32
アキュムレータ	容量(cc)	30
ラバーマウント	圧縮方向バネ定数（N/mm)	454
錘＋加振装置	質量(Kg)	165

3.3　制御方法

3.3.1　試験概略図

　図 3.3.1 に試験概略図を示す。基礎試験装置で発生する起振力はサイン波が主成分になるため、適応制御を行うときにリファレンス信号は、上部マウントブラケットの振動に対象とする周波数以外の成分は除去するために 1/3OCT25Hz のバンドパスフィルタをかけたものを用いた。エラー信号には、ハウジング～ベース間に配置した力センサーにローパスフィルタ 100Hz の出力を用いた。適応制御の手法には、LMS(Least Mean Squares)アルゴリズムを用いた。
ボイスコイルモータの位置フィードバック制御については、磁気検出センサーLVDT(Linear Variable Differential Transformer)による変位出力を制御量とし、サーボアンプに入力しボイスコイルモータをベローズ室とハウジング室に間に保持するために位置フィードバック制御を行った。

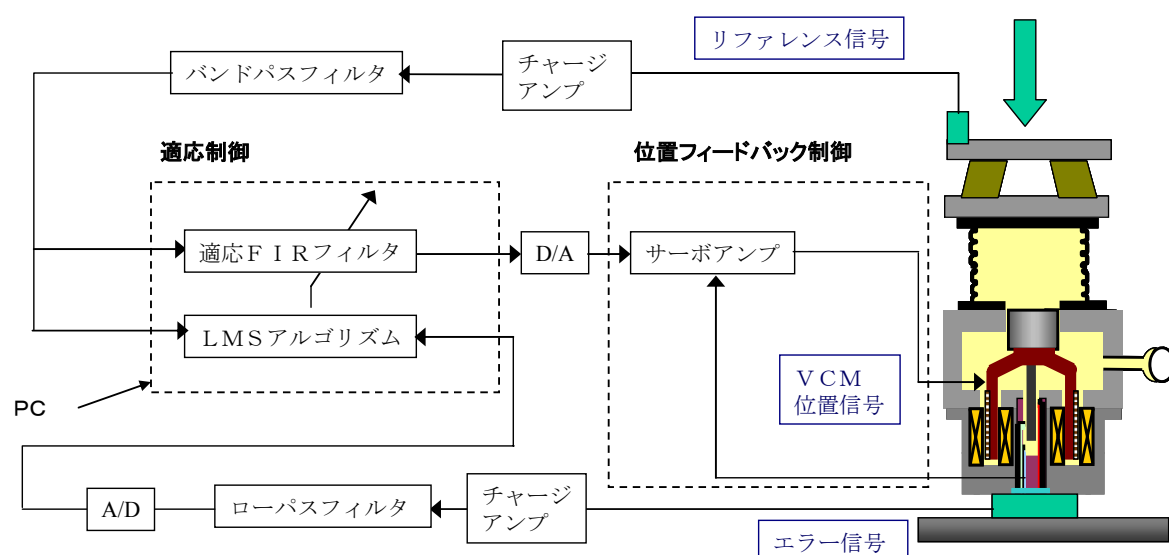



Fig.3.3.1　　基礎試験装置の試験概略図

3.3.2　LMS アルゴリズムの概要

基礎試験で、油圧アクティブマウントの基本性能を把握するための制御として LMS アルゴリズムによる適応制御を用いた。LMS アルゴリズムは、従来使われてきたア手法で、すでに確立されたものであり、その詳細は参考文献に譲るがその概略を説明する。

記号は次のように定義する。

Talble3.3.1　記号の説明

d ：伝達系の出力信号

e ：エラー信号

$E\{\}$ ：期待値

G ：伝達関数

i ：サンプルの番号

n ：時系列データの指標

N ：タップ数

x ：リファレンス信号

y ：制御系の出力信号

w ：フィルタ係数

ε ：２乗平均誤差

μ ：ステップサイズパラメータ

3.3.2.1　LMS アルゴリズム(3) (4) (5) (6)

図 3.3.2 は、一般的な LMS(Least Mean Squares)アルゴリズムを用いた適応制御のブロック図である。LMS アルゴリズムは、フィルタ係数の更新式を求める手法であり、その流れを図 3.3.3 に示す。

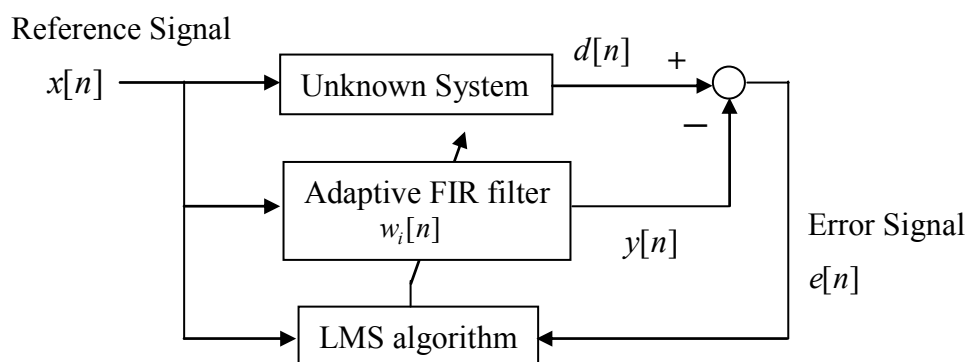



Fig.3.3.2　LMS アルゴリズムを用いた適応制御ブロック図

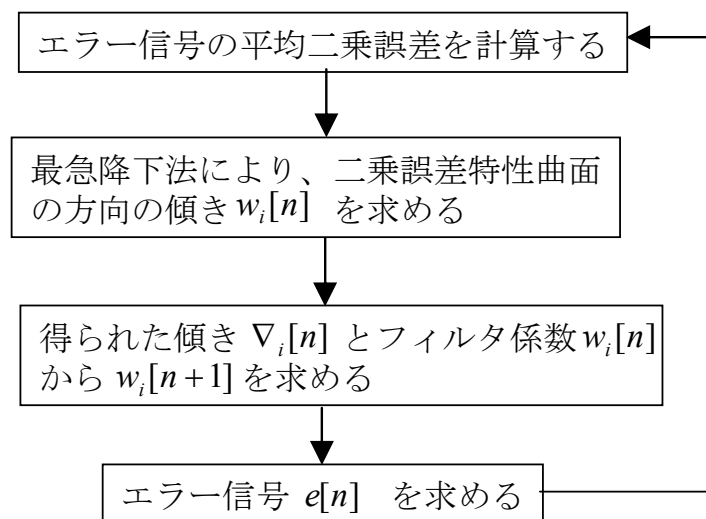



Fig. 3.3.3　　LMS アルゴリズムの流れ

まず、二乗平均誤差の計算では、エラー信号$e[n]$そのものを最小にするのではなく、二乗平均誤差εを評価量としてこれを次のような最小にするように係数を修正する。図 3.3.2 より次式が得られる。

$$e[n] = d[n] - y[n] = d[n] - \sum_{i=0}^{N} w_i x[n-i] \tag{3.3.2.1}$$

ここで、

$$y[n] = \sum_{i=0}^{N} w_i x[n-i] \tag{3.3.2.2}$$

である。$y[n]$は、フィルタ係数w_iリファレンス信号$x[n]$の畳み込み積分によって求まる。時間の指標とフィルタ係数の関係を図 3.3.4 に示す。

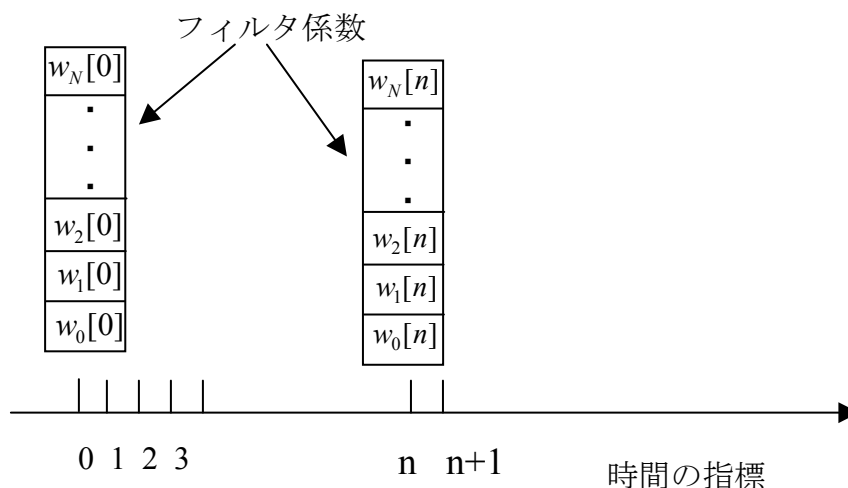



Fig. 3.3.4　　時間の指標とフィルタ係数

次に、二乗平均誤差εは次式になる。

$$\varepsilon = E\{e^2[n]\} = E\{d[n] - \sum_{i=0}^{N} w_i x[n-i]\}^2 \tag{3.3.2.3}$$

この得られた二乗平均誤差εが最小になるフィルタ係数w_iを求めることが必要になる。図 3.3.5 は、例として$N=1$のときのフィルタ係数と二乗平均誤差の関係を示す。最急降下法は、この誤特性曲面の勾配が 0 になるとき二乗平均誤差εが最小になることを利用したものである。つまり、n時点で推定された係

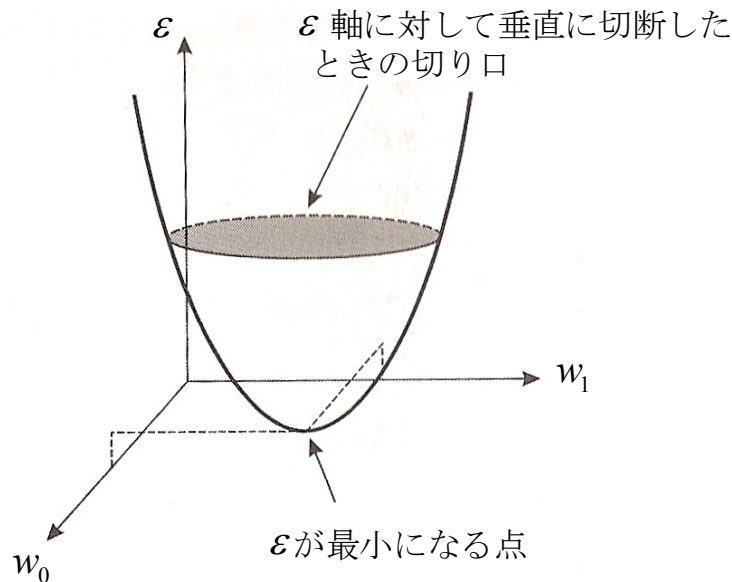



Fig.3.3.5　　フィルタ係数と二乗平均誤差の関係

数 $w_i[n]$ （i=0、1、2、・・・N）から n+1 時点での係数の推定値 $w_i[n+1]$ を次式で求めるということを繰り返す。

$$w_i[n+1] = w_i[n] - \mu\nabla_i[n] \qquad i = 0,1,\cdots N \qquad (3.3.2.4)$$

ここで、$\nabla_i[n]$ は n 時点での誤差特性曲面の $w_i[n]$ 方向の傾き、μ は、ステップサイズパラメータで、$\nabla_i[n]$ が 0 になれば $w_i[n]$ が収束することになる。収束を早めたい場合は μ を大きくとるほうがよいが、解が発散する可能性がある。逆に、μを小さくすると収束は遅くなるが、安定して解を求めることができる。

また、この誤差特性曲面の傾きは $\nabla_i[n]$ は次式で求められる。

$$\nabla_i[n] = -2E(e[n]\cdot x[n-i]) \qquad i = 0,1,\cdots N \qquad (3.3.2.5)$$

式(3.3.2.4)、式(3.3.2.5)から

$$w_i[n+1] = w_i[n] - 2\mu E(e[n]x[n-i]) \qquad (3.3.2.6)$$

よって、期待値の演算を省略すると

$$w_i[n+1] = w_i[n] + 2\mu e[n]x[n-i] \qquad (3.3.2.7)$$

となる。

期待値を求める操作を省略すると次の式が得られる。2μ はパラメータであるた

め、μ とおいても差し支えないので、

$$w_i[n+1] = w_i[n] + \mu e[n]x[n-i] \tag{3.3.2.8}$$

となる。この式を繰り返して逐次的にフィルタ係数を求める方法が、LMS（Least Mean Squares）アルゴリズムである。

この制御手法を使って、基礎試験装置における油圧アクティブマウントの評価を行った。

3.3.2.2　Filtered-X LMS アルゴリズム

「3.3.2.1　LMS アルゴリズム」では、基本的な LMS アルゴズムを説明した。しかし、プラントは伝達関数を含むのが一般的である。図 3.3.6 に伝達関数を含む LMS アルゴリズムのブロック図を示す。

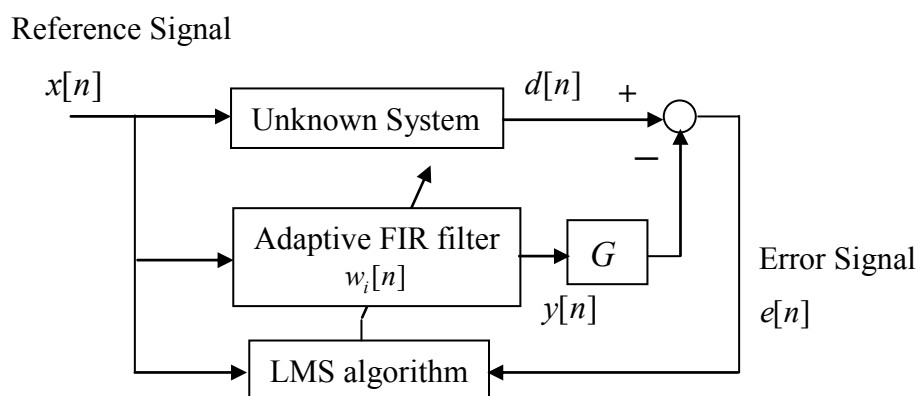



Fig. 3.3.6　　伝達関数を含む LMS アルゴリズムブロック図

このブロック図から、畳み込み積分の演算子 ＊とすると

$$e[n] = d[n] - y[n]G[n] = d[n] - x[n] * w_i[n] * G[n] \tag{3.3.2.9}$$

畳み込み積分の順番を入れ替えると

$$e[n] = d[n] - G[n] * x[n] * w_i[n] \tag{3.3.2.10}$$

二乗平均誤差 ε は次式になる。

$$\varepsilon = E\{e^2[n]\} = E\{d[n] - G[n] * x[n] * w_i[n]\}^2 \tag{3.3.2.11}$$

$$\nabla_i[n] = \frac{\partial \varepsilon}{\partial w_i} = 2e[n]\frac{\partial e[n]}{\partial w_i} = -2e[n]G[n] * x[n] \tag{3.3.2.12}$$

式(3.3.2.4)に$\nabla_i[n]$を代入し、2μをμと置き換えると

$$w_i[n+1] = w_i[n] + \mu e[n]G[n] * x[n] \tag{3.3.2.13}$$

が得られる。この式(3.3.2.13)は、伝達関数を持たない LMS アルゴリズムに関する式(3.3.2.8)の$x[n]$を$G[n] * x[n]$に置き換えたものになる。つまり、リファレンス信号$x[n]$を$G[n] * x[n]$とすれば、二乗平均誤差εが最小値になることを意味する。これを実現するブロック線図が図 3.3.7 である。これは、リファレンス信号$x[n]$を伝達関数$G[n]$でフィルタリングするものである。

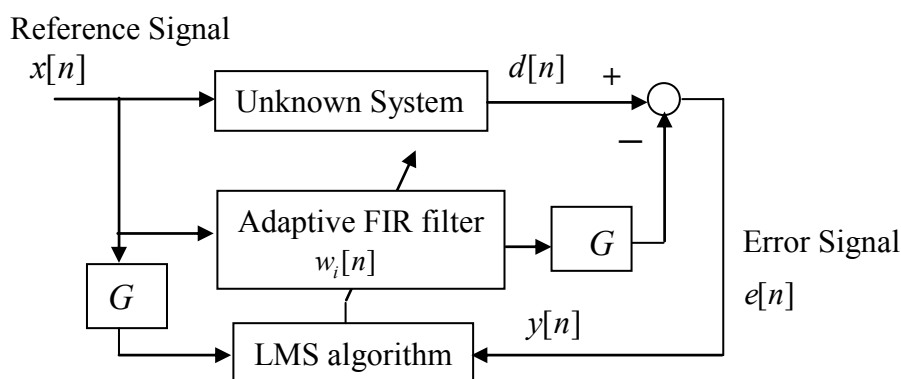



Fig. 3.3.7　　Filtered-X LMS アルゴリズムブロック図

3.3.2.3　基礎試験装置における制御(7)

前述の図 3.3.2.5 の伝達関数Gを計測した。これは、入力がボイスコイルモータへの印加電圧、出力がボイスコイルモータの変位である。図 3.3.8 がそのボード線図である。基礎試験装置で通常試験する周波数は 25Hz であり、ゲインが約 1.3dB、位相が約-8 度なので、Filtered-X LMS アルゴリズムではなく、通常の LMS アルゴリズムにより適応制御を行った。

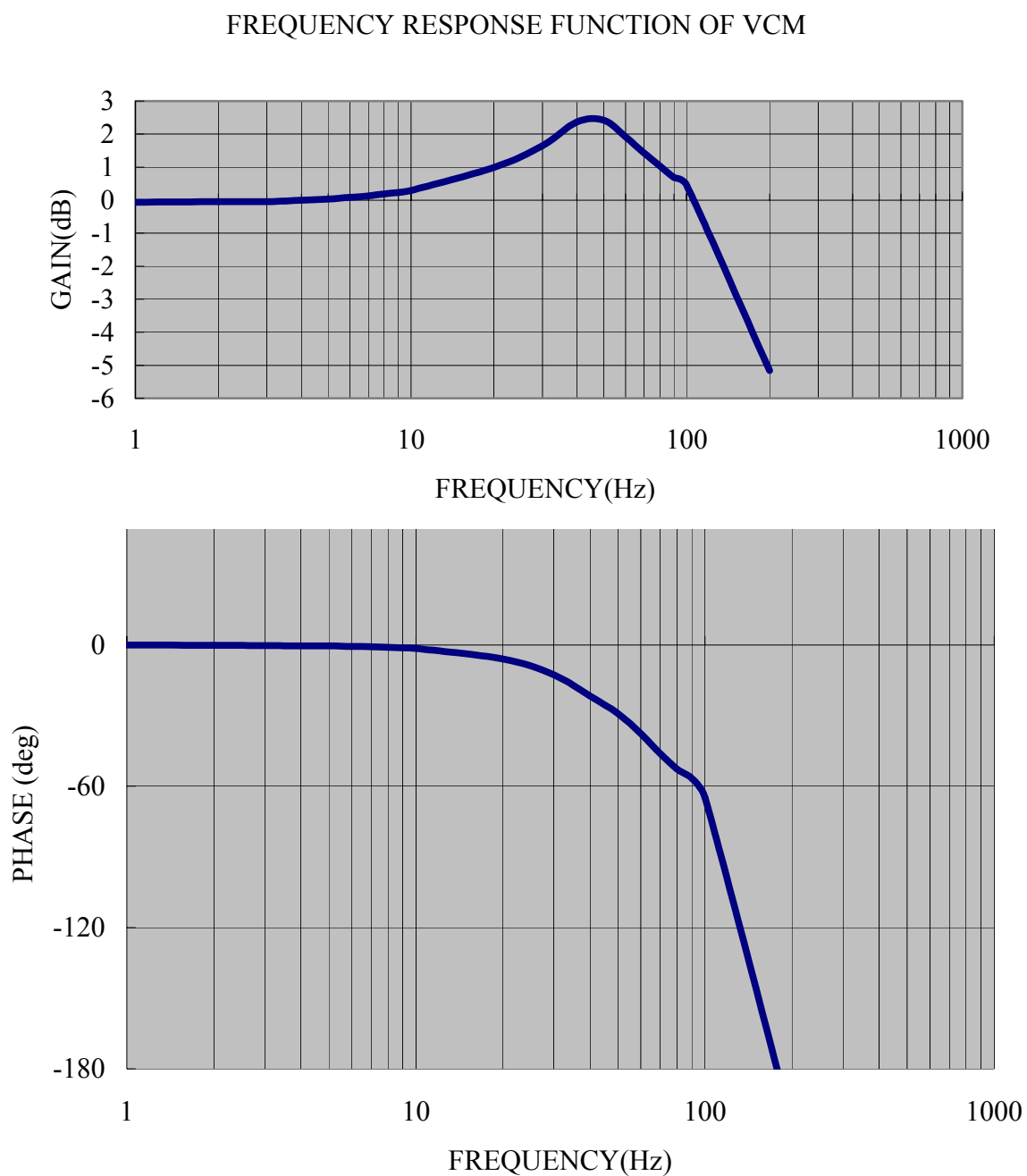



図 3.3.9 に、実際のハードウエアを考慮したブロック図を示す。ここで、外乱はエンジンからの加振力であり操作量はベローズ内の油圧の変動になる。FIR フィルタの出力がボイスコイルモータに印加されエンジンからの油圧変動を相殺する。その油圧変動にベローズの有効断面積をかけたものが、ハウジングとベース間の伝達力となる。リファレンス信号は、基礎試験装置のマウントブラケッ

ト上部振動にバンドパスフィルタをかけ、アイドルの周波数を想定した 25Hz などの単一サイン波の成分とした。ここで、図 3.3.9 での記号は表 3.3.2.1 示す。

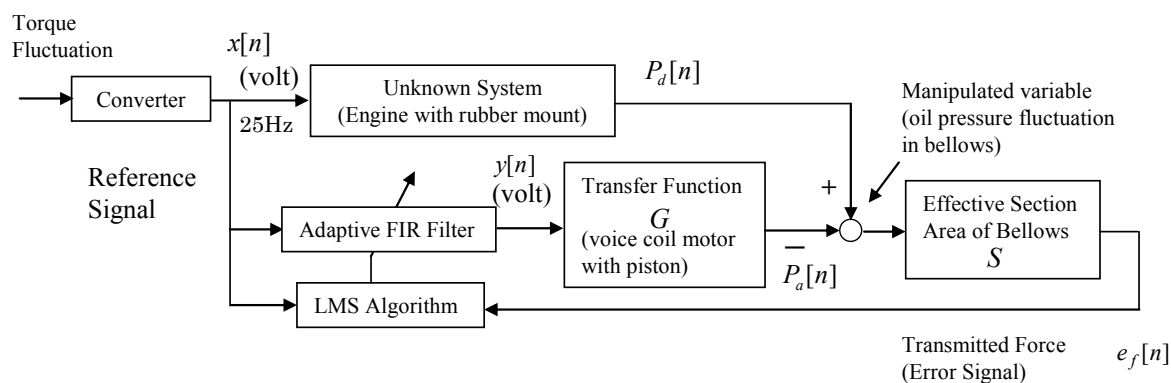



Fig.3.3.9　　基礎試験装置のブロック線図

Talble3.3.2.1　記号の説明

e_f ：ハウジングとベースの伝達力（エラー信号）

G ：ボイスコイルモータ＋ピストンの伝達関数

n ：時間の指標

p_a ：基礎試験装置の加振力(外乱）が及ぼすベローズ内油圧変動

p_d ：ボイスコイルモータが及ぼすベローズ内油圧変動

x ：基礎試験装置のマウントブラケットから得たサイン波振動

y ；適応 FIR フィルタ出力

3.4　実験方法とデータ処理方法

表 3.4.1 に計測項目を示す。図 3.4.1 に実験計測ブロック図、図 3.4.2 に油圧適応マウント概観図を示。付録 B には、計測器一覧と計測器の写真を示す。なお、図 3.4.1、図 3.4.2 の番号は、付録 B の番号と対応している。

ＦＦＴでのデータ処理方法、DC サーボモータの加振周波数を表 3.4.2 に示す。

Table3.4.1　計測項目

	計測項目
1	マウントブラケット上部の振動
2	マウントブラケット下部の振動
3	ベローズ内圧力
4	ハウジング室圧力
5	ボイスコイルモータ変位（ＬＶＤＴ）
6	油圧アクティブマウント～ 土台間の伝達力

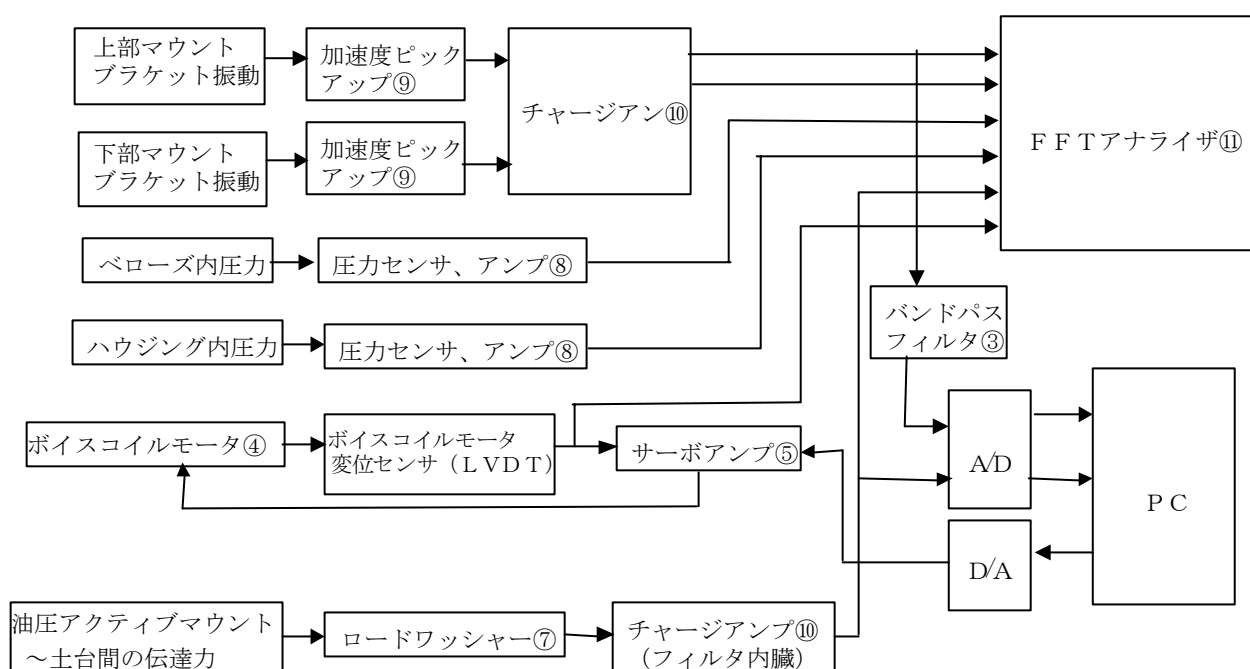



Fig.3.4.1　実験計測ブロック図

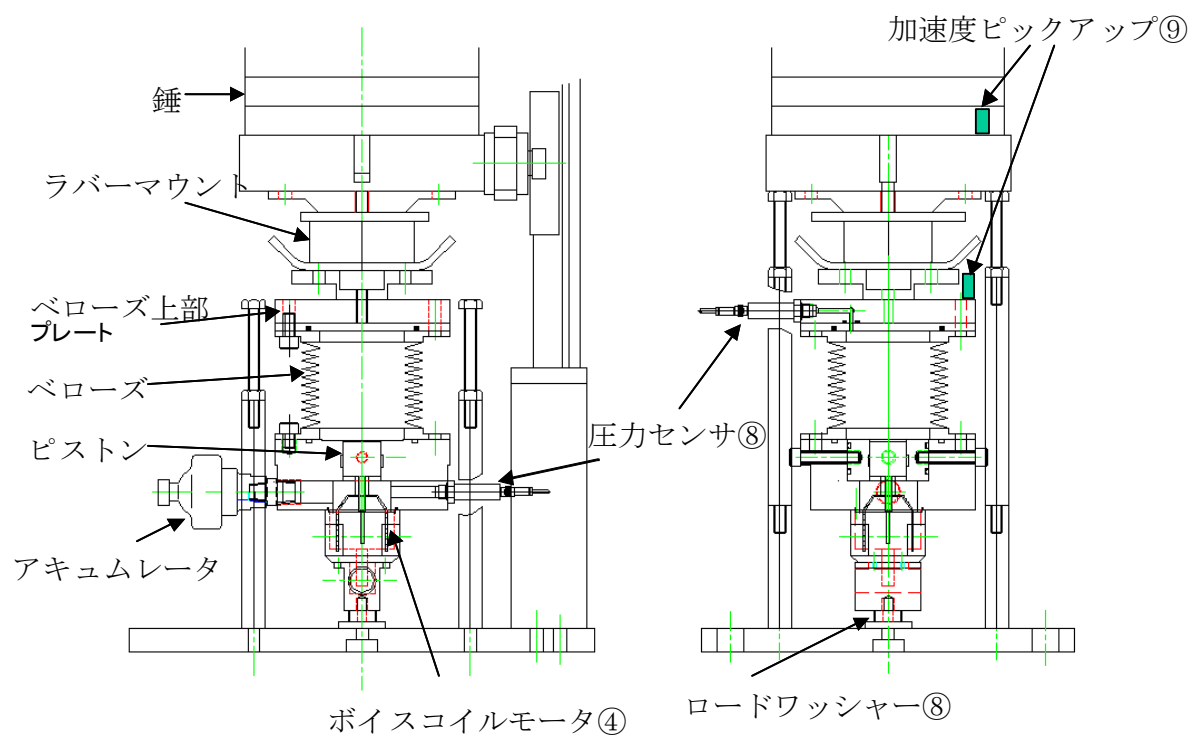



Fig.3.4.2　油圧適応マウントとセンサー

Table3.4.2　データ処理方法等

項目	数値
分析周波数（Hz）	500
ライン数	2048
DCサーボモータの 加振周波数（Hz）	20,25,30,35,40,45

3.5　実験結果

実験は、アイドル回転近傍を想定して 20～45Hz までの 5Hz おきに行った。本研究における車両試験のアイドルの周波数に近い 25Hz について、適応制御有無の各部データを示す。

図 3.5.1、図 3.5.2、図 3.5.3 に、伝達力、ベローズ内油圧、ハウジング内油圧を示す。適応制御をかけると伝達力は 40dB 以上低減する。ベローズ内の圧力振幅は 30dB 以上低くなることがわかる。つまり、ベローズ内の圧力振幅は、伝達力に影響を与えていることがわかる。

一方、ハウジング内の圧力は、ベローズ内油圧とは逆に制御により圧力振幅が増大していることがわかる。これは、ボイスコイルモータの動きにより、ハウンジング内圧力振幅が発生するためである。

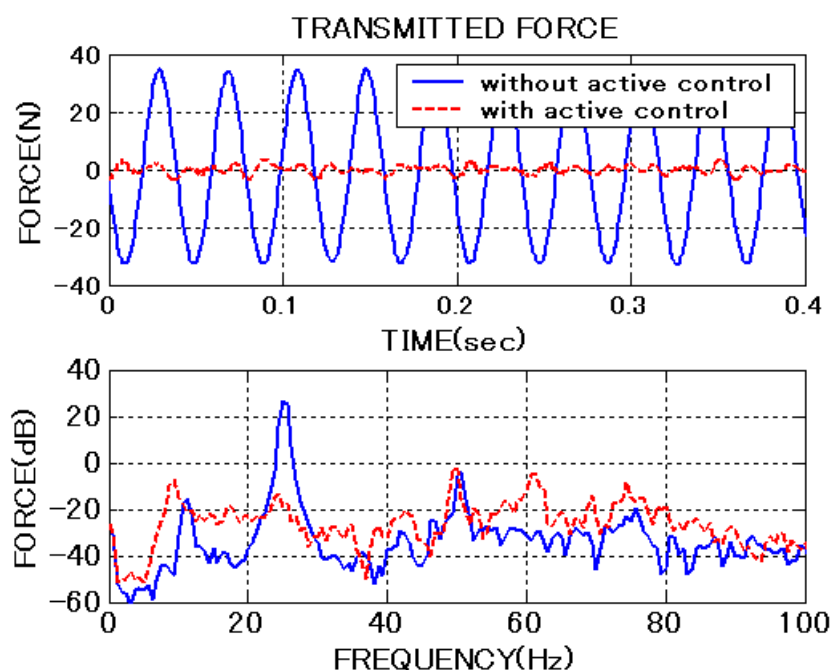



Fig.3.5.1　　　　伝達力

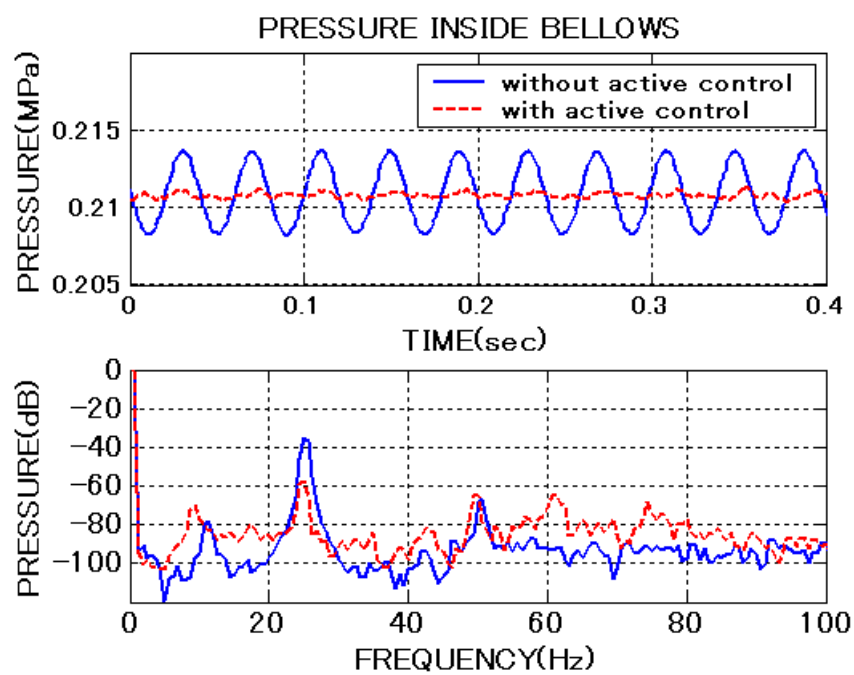



Fig.3.5.2　　　　　ベローズ内圧力

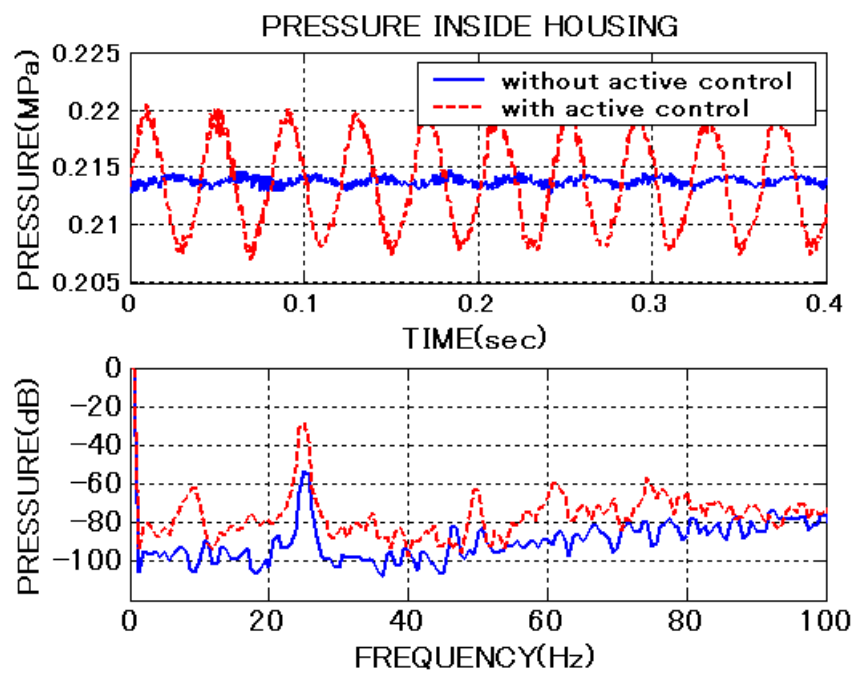



Fig.3.5.3　　ハウジング室内圧力

次に、マウントブラケットの振動に着目する。まず、図 3.5.4 に、適応制御有無のマウント上部ブラケット振動を示す。適応制御有無で、ほとんど振動がかわらないため、リファレンス信号に適していることがわかる。

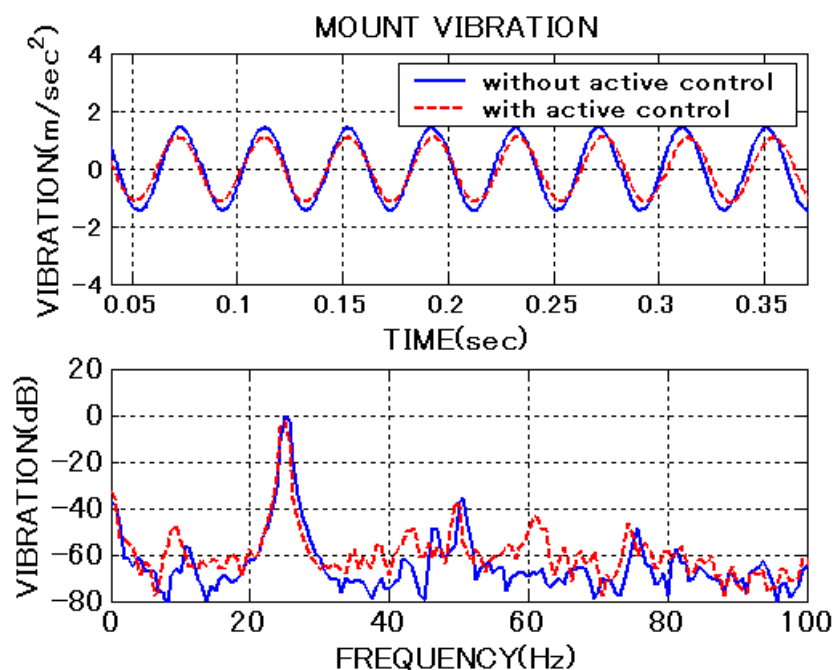



Fig.3.5.4　　　マウント上部ブラケット振動

次に、図 3.5.5 の上側の図は、適応制御無しでのマウント上部、下部ブラケットの振動を示す。前者の振動は加振力の影響により大きく、後者の振動は、非常に小さいことがわかる。

図 3.5.5 の下側の図は適応制御有りでのマウント上部、下部ブラケットの振動である。下部ブラケットの振動に高周波の波形がのるが、両者の振動は同様な波形となる。つまり、両者の相対変位が小さくなりラバーマウントの相対変位が小さくなり、油圧アクティブマウントに与える力が減少していると考えられる。以上の結果は、第２章「2.2.1　アクティブマウントの概要」で推定したメカニズムを裏付けるものである。

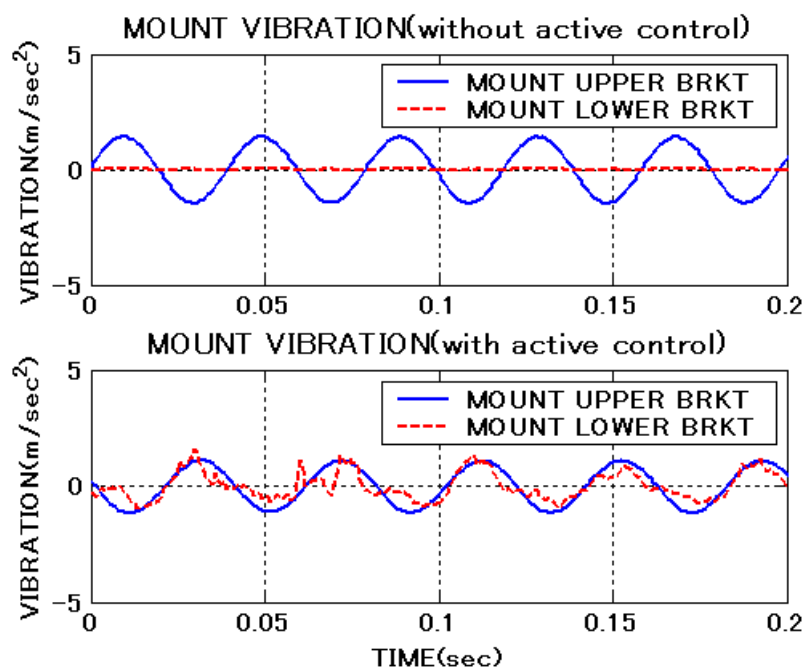



Fig.3.5.5　　制御有無でのマウント上部、下部ブラケット振動

各加振周波数での低減効果は、図 3.5.6 のように、平均で 50dB 前後となった。

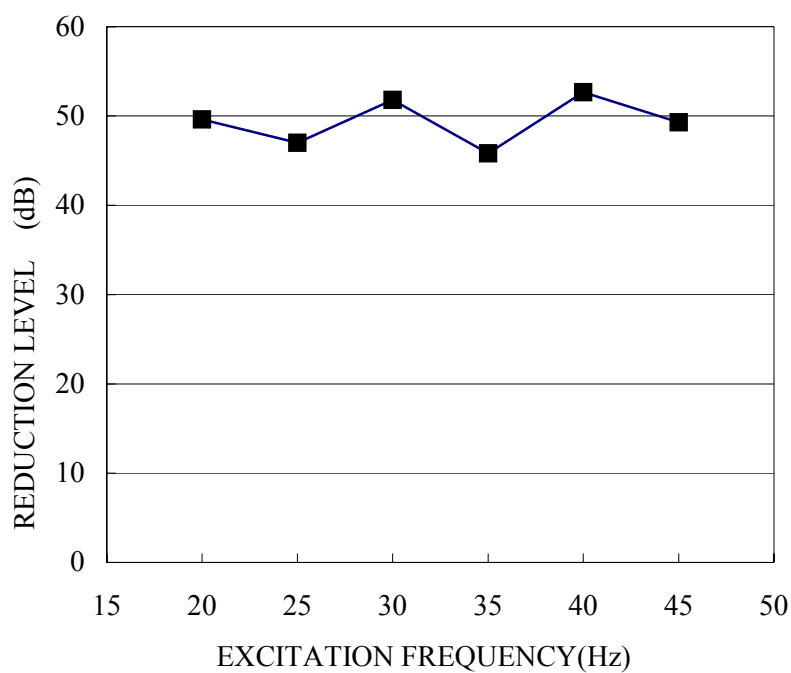



Fig.3.5.6　各加振周波数での低減量

3.6 油圧アクティブマウントの消費電力[8]

3.6.1 消費電力の計測方法

消費電力の計測は、アイドルの周波数範囲について把握するために、電力計測を行った。
測定方法は図 3.6.1 のように行った。アンプ（VSA-303）からの指令電圧をボイスコイルモータ(SH03)に与え、回路の途中に 1.2 Ω の抵抗を入れ、抵抗での電圧から回路に流れる電流を計測する。その電流と出力電圧をかけたものから抵抗（1.2 Ω）で消費する電力（電流２乗×抵抗）を引いたものをボイスコイルモータでの消費電力Wとした。

$$W = IV - I^2R \qquad (3.6.1)$$

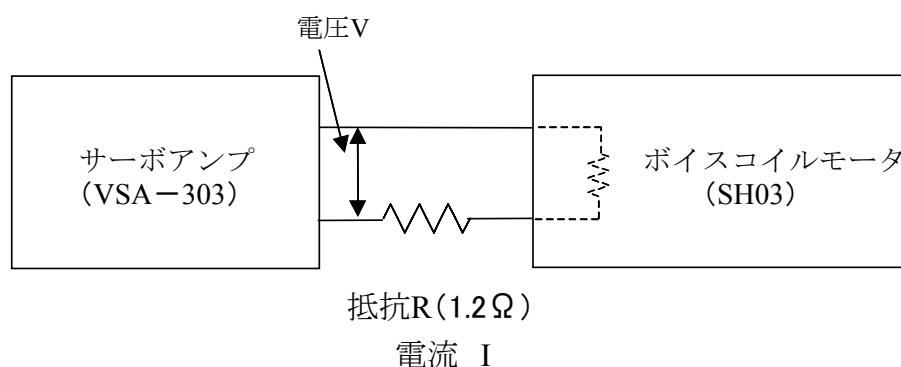



Fig.3.6.1　　　ボイスコイルモータの電力計測

3.6.2 計測結果

ボイスコイルモータの消費電力計測結果を図 3.6.2 に示す。
本研究における油圧アクティブマウントでは、アクチュエータとしてボイスコイルモータを用い、ベローズ室とハウジング室の中央に配置することで、上下

面とも同等の静圧が作用している。したがって、少ない電流でボイスコイルモータを駆動させることができ、その結果として消費電力が抑えられた。

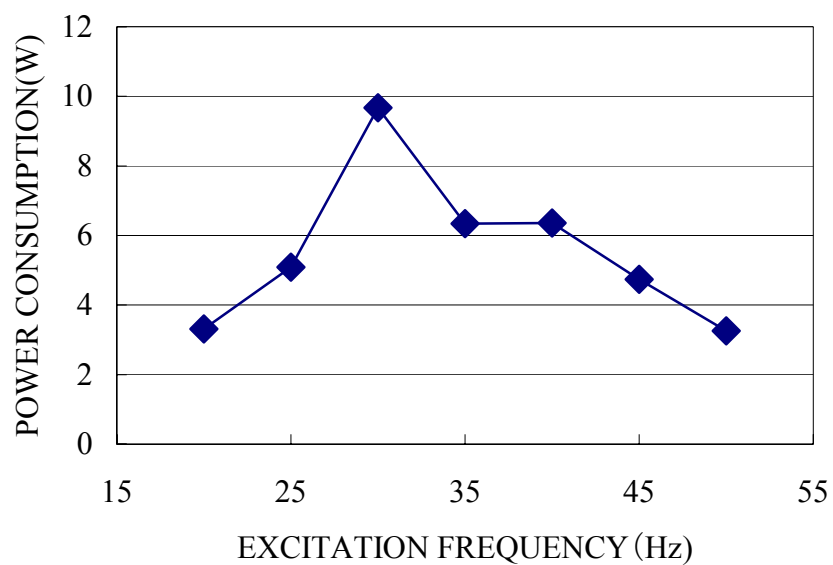



Fig.3.6.2　基礎試験におけるボイスコイルモータの消費電力

3.7 結論

1. 第２章で考案した油圧アクティブマウントが、エンジンからの伝達力を低減するデバイス単体としての妥当性を検討するため、擬似的にエンジン分担荷重（静荷重）と動的荷重を模擬する基礎試験装置を設計、製作した。

2. 基礎試験装置において、アイドル相当の周波数である 20～45Hz の加振力を油圧アクティブマウントに与え、50dB 前後の伝達力低減量を得、アクティブマウントとしてのデバイスとして機能することを確認した。

3. ボイスコイルモータを適応制御することで、ベローズ内油圧変動を低減する。ハウジング内の油圧変動は大きくなるが、ハウジング内は閉空間でありハウジング内の力はつりあうので、ベローズ内の油圧変動が伝達力に影響を及ぼし、ハウジング内の油圧変動は影響を及ぼさない。これにより第２章で導いた伝達力低減のメカニズムが正しいことを示した。

4. 本研究の油圧アクティブマウントの消費電力は、20～50Hz の周波数帯で 10 W未満であり、比較的電力が少ないことを把握した。これは、ピストン上下に同等の静圧が作用することによると推定した。

参考文献

(1) 富樫千晴,一柳健,中野光雄：油圧防振マウントに関する研究,自動車技術会学術講演会論文集,Vol.35,No.3,20044609(2004-7), ｐ169-174

(2) 富樫千晴,一柳健,中野光雄：油圧防振マウントに関する研究,自動車技術会学術講演会前刷集,20035043 No.3-03(2003),p.5-8

(3) 長松昭男：音・振動のモード解析と制御,(1996),p186-254,コロナ社

(4)サイモン・ヘイキン：適応フィルタ入門, (2003),現代工学社

(5) 三上直樹：Ｃ言語によるディジタル信号処理入門,(2006),p125-p135,ＣＱ出版,

(6) Bernard Widraw,：ADAPTIVE　SIGNAL PROCESSING,(1985),p99-140,
PRENTICE HALL

(7) 本橋憲：アクティブエンジンの研究,東京工科大学 2003 年度修士論文,(2004)

(8) 蛭間厚:ディーゼルエンジン用アクティブエンジンマウントの開発,東京工科大学 2002 年度卒業論文,(2003)

第4章

車両油圧アクティブマウントの設計

4.1　緒言

第 3 章の基礎試験装置により油圧アクティブマウントの基本的なアクティブ制御の確認を行った。本研究の油圧アクティブマウントを車両試験で使用するためには、その仕様を決めるためにシミュレーションが必要になる。

本章では、油圧アクティブマウントの動力学を検討し、アクティブマウントのシミュレーションモデルを作成した。

シミュレーションモデルの検証には、第 3 章の基礎試験装置での実験結果を用いた。

具体的にシミュレーションモデルの検証として、ベローズ内の圧力についてアクティブ制御有無での実験と計算の比較を行い、動作原理のとおりその傾向がシミュレーションできていることを検証した。次に、アキュムレータ容積、ピストンクリアランスに関するシミュレーションを行い、それらの伝達力低減量について傾向を検証した。これらのシミュレーション結果により車両における油圧アクティブマウントの仕様を決定した。

4.2　油圧アクティブマウントのモデル化

Table4.2.1　記号の説明

A_a ：アキュムレータの入り口断面積

A_b ：ベローズの有効断面積

A_v ：ボイスコイルモータに取り付くピストン部の断面積

B ：体積弾性率

B_f ：磁束密度

C_a ：アキュムレータの減衰

C_b ：ベローズの減衰

F ：エンジンからの加振力

F_a ：アキュムレータに作用する力

F_V ：ボイスコイルモータに作用する力

i ：ボイスコイルモータの電流

K_a ：アキュムレータの剛性

K_A ：アンプゲイン

K_b ：ベローズ剛性

K_i ：電流フィードバックゲイン

K_P ：位置フィードバックゲイン

K_v ：速度フィードバックゲイン

l ：コイルの長さ

L ；リアクタンス

m ：ボイスコイルモータ＋ピストンの質量

M_b ：ベローズ上部プレートの質量

P ：アキュムレータ内の圧力

P_0 ：封入ガス圧力

P_1 ：ベローズ内圧力

P_2 ：ハウジング内圧力

P_I ：V_Iのガス圧力

P_{II} ：V_{II} のガス圧力

P_{III} ：V_{III} のガス圧力

R ：抵抗

s ：ラプラス演算子

v ：ボイスコイルモータ＋ピストンの速度

V ：ベローズ内容積

V_{I} ：アキュムレータガス容量

V_{II} ：アキュムレータガス容量

V_{III} ：アキュムレータガス容量

V_a ：全ガス容量

V_0 ：封入ガス圧の体積

y ：ボイスコイルモータ＋ピストンの変位

X_a ：アキュムレータの変位

X_b ：ベローズ上部プレート変位

X_V ：ボイスコイルモータの変位

γ ：ポリトロープ指数

油圧アクティブマウントの力学モデルを検討した。図 4.2.1 にエンジンの加振力からベースまでの油圧アクティブマウントの構造を示す。[1]

油圧アクティブマウントにおいては、ベローズ上部プレートにマウント荷重が加わり、動的にも加振力が励振される。このときベローズ内及びハウジング内の作動油を圧縮性流体として考慮することが必要になる。ボイスコイルモータ、ベローズ上部プレート上の質量についての運動方程式、連続の式を立て、アキュムレータのモデル化を行うことにより油圧アクティブマウントのモデル化を行った。

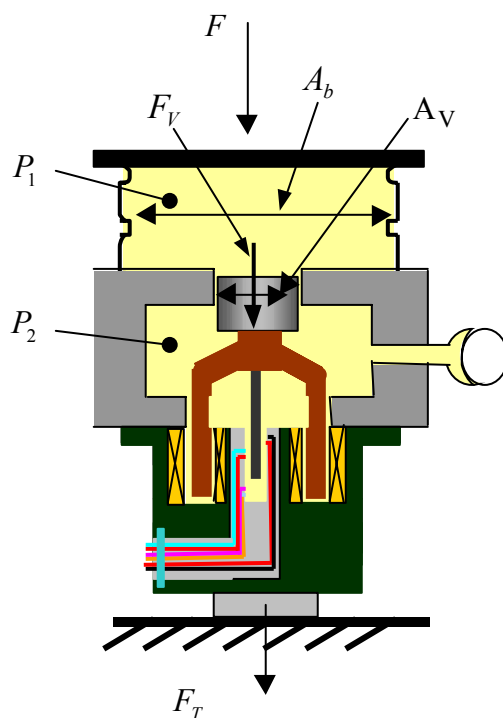



Fig.4.2.1　油圧アクティブマウントの構造

4.2.1　運動方程式[(1) (2) (3)]

図 4.2.1 において、ベローズ上部プレート、ボイスコイルモータとピストンアセンブリについて運動方程式をたてた。なお、簡単のため減衰項は省略した。
ベローズ上部プレートについては、

$$M_b \cdot \ddot{X}_b = F - A_b \cdot P_1 \qquad (4.2.1)$$

ボイスコイルモータのピストンについては、

$$m \cdot \ddot{X}_V = A_V \left(P_1 - P_2\right) + F_V \qquad (4.2.2)$$

となる。

4.2.2　ベローズ内の連続の式[(1) (2) (3)]

作動油に関する剛性については、圧縮性を考慮して求める。体積弾性率をＢとすると、ベローズ内の微小圧力変化 dP_1 と微小体積変化 dV の関係は、

$$B = -V \frac{dP_1}{dV} \qquad (4.2.3)$$

として得られる。[(3)] さらにこの式を次のように変形する。

$$\frac{dV}{dt} = -V\!\!\big/\!_B \frac{dP_1}{dt} \qquad (4.2.4)$$

一方，ベローズ内の体積は、ベローズ上部プレート、ボイスコイルモータの変位を考慮するとベローズ内の体積は、

$$dV = -(A_b X_b - A_V X_V) \qquad (4.2.5)$$

であるから，式（4.2.5）を式（4.2.4）に代入するとベローズ内の連続の式は，次のようになる。

$$A_b \cdot \dot{X}_b - A_V \cdot \dot{X}_V = V/B \cdot \dot{P}_1 \qquad (4.2.6)$$

これから、ベローズ内圧力 P_1 が求められる。

4.2.3　アキュムレータのモデル化 [(4)－(8)]

アキュムレータのモデル化を行い、ハウジング内圧力 P_2、アキュムレータのバネ定数 K_a を求める。

まず、アキュムレータのバネ定数を計算するためには、吐出圧力下におけるアキュムレータの容積が必要であり、そのときの窒素ガスの圧力と容積の関係は、断熱変化を前提とすると

$$PV_a^{\gamma} = P_{\mathrm{I}}V_{\mathrm{I}}^{\gamma} \qquad . \qquad (4.2.7)$$

と表現される。

この式を用いてアキュムレータのバネ定数を求める。

アキュムレータに封入されている窒素ガスは，断熱変化と考えられるため

$$PV_a^{\gamma} = Const \qquad (4.2.8)$$

となる。これから

$$dPV_a^{\gamma} + P\gamma V_a^{\gamma-1}dV = 0 \qquad (4.2.9)$$

両辺を $V_a^{\gamma-1}$ で割ると

$$dPV_a + \gamma PdV_a = 0 \qquad (4.2.10)$$

$$dV_a = -\frac{V_a}{\gamma P}dP \qquad (4.2.11)$$

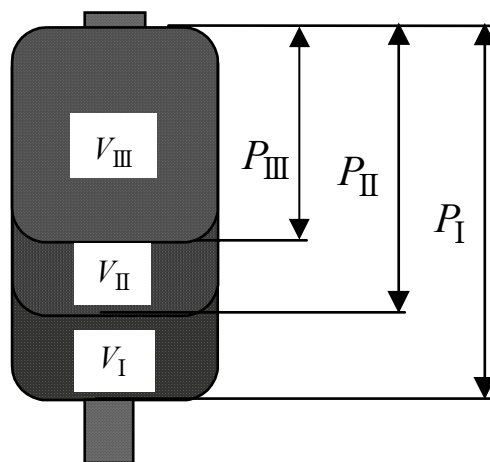



Fig.4.2.2　アキュムレータ容積変化イメージ

が得られる。アキュムレータの変位 X_a と断面積 A_a から

$$A_a X_a = -dV_a \qquad (4.2.12)$$

式（4.2.11）と　式（4.2.12）から dV_a を消去すると

$$X_a = \frac{1}{A_a}\frac{V_0}{\gamma P_0}dP \qquad (4.2.13)$$

ここで，　P_0 は封入ガス圧力，V$_0$ はそのガス容積である。ベローズ内の微小圧力増加分 dP は、アキュムレータに作用する力を F_a とすると

$$dP = \frac{F_a}{A_a} \qquad (4.2.14)$$

なので，式（4.2.13）と式（4.2.14）から

$$X_a = \frac{1}{A_a}\frac{V_0}{\gamma P_0}\frac{F_a}{A_a} \qquad (4.2.15)$$

が得られ、アキュムレータのバネ定数は $K_a = \dfrac{F_a}{X_a}$ であることから、

$$K_a = \frac{F_a}{X_a} = \frac{A_a^2 \gamma P_0}{V_0} \qquad (4.2.16)$$

となる。

エンジンマウントとして使用するときは、パワープラントの固有値への考慮が必要になる。

次に、ハウジング内圧力 P_2 を求める。

まず、ハウジング内圧力 P_2 がアキュムレータに作用する力とアキュムレータのバネ定数と変位から発生する力はつりあうことから、

$$A_a \cdot P_2 = K_a \cdot X_a \qquad (4.2.17)$$

となる。ハウジング内の連続の式から

$$A_v \dot{X}_v = A_a \dot{X}_a \qquad (4.2.18)$$

となる。よって、式（4.2.17）式（4.2.18）からハウジング内圧力 P_2 が求められる。

$$P_2 = \frac{k_a}{{A_a}^2} A_v X_V \qquad (4.2.19)$$

4.2.4　ボイスコイルモータの位置フィードバック制御

ボイスコイルモータ、サーボアンプまわりの制御ブロック図を図 4.2.3 に示す。油圧アクティブマウントにおいて、ボイスコイルモータに、ピストンを取り付けベローズ内の油圧を制御するために用いている。ピストンは、ベローズ室とハウジング室の間に位置するため、位置フィードバック制御によりピストンをオイルの中に浮かせて位置を保持する。ボイスコイルモータには、位置検出センサーが装着されており、LVDT（Linear Variable Differential Transformer）によって位置検出を行っている。これにより、ボイスコイルモータの位置フィードバックを行う。また、この制御対象は２次遅れ系であることから位相遅れが１８０度になることもあり位相余裕がなくなる場合がある。その不安定を回避するために速度フィードバックを行っている。

なお、このブロック図において、ボイスコイルモータの高周波領域における応答性を向上させるために電流フィードバックを行っている。

図 4.2.3 で、永久磁石による磁界の中で、コイルに電流が流れることでボイスコイルモータは磁界と直角方向に力を受ける。ここで、ボイスコイルモータの推力は、$B_f li$ となる。

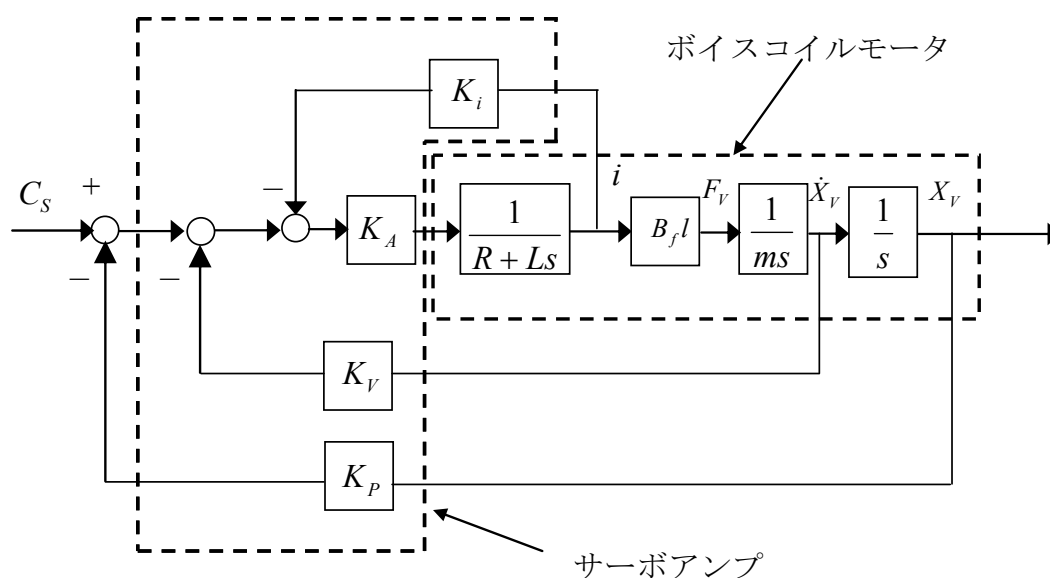



Fig.4.2.3　　ボイスコイルモータのサーボ制御回路

4.3　油圧アクティブマウントのシミュレーションモデル

Table4.3. 1 記号の説明

A_a ：アキュムレータの入り口断面積

A_b ：ベローズの有効断面積

A_v ：ボイスコイルモータに取り付くピストン部の断面積

B ：体積弾性率

c ：減衰係数

c_c ：臨界減衰係数

C_s ：ボイスコイルモータへの制御信号

f ：固有振動数

F ：エンジンからの加振力

F_V ：ボイスコイルモータに作用する力

k ：バネ定数

K_a ：アキュムレータの剛性

K_A ：アンプゲイン

K_b ：ベローズ剛性

K_P ：位置フィードバックゲイン

K_v ：速度フィードバックゲイン

m ：ボイスコイルモータ＋ピストンの質量

M ：質量

M_b ：ベローズ上部プレートの質量

M_{umb} ：アンバランスマスの質量

r ：アンバランスマスの回転半径

s ：ラプラス演算子

V ：ベローズ内容積

ω ：角振動数

ω_n ：固有角振動数

ξ ：磁束密度とコイル長さの積

4.3.1　油圧アクティブマウントのモデル化

式（4.2.1）、式（4.2.2）、式（4.2.6）、式（4.2.19）から図.4.3.1 の油圧アクティブマウントモデルが得られる。

この図で、電流フィードバックゲイン K_i はボイスコイルモータの高周波領域における応答性を向上させるためのものであり、シミュレーションは 25Hz で行うので、シミュレーションにおいては割愛した。

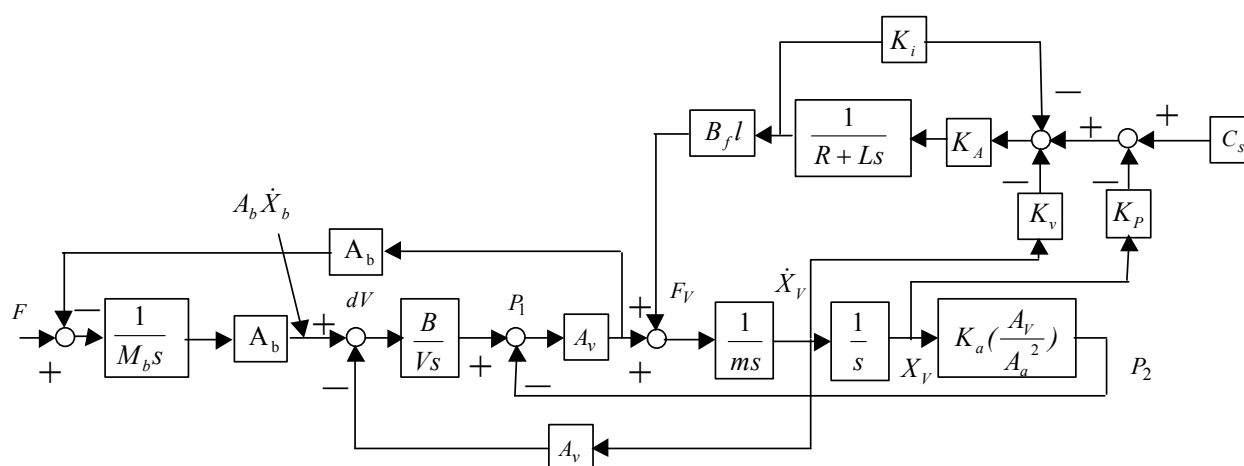



Fig.4.3.1　　油圧アクティブマウントの制御ブロック図

4.3.2　ラバーマウント部のモデル化

図 4.3.1 のシミュレーションモデルを用いて、「第 4 章　基礎試験による油圧アクティブマウントの検討」における油圧アクティブマウントの基礎試験での試験結果によりその検証を行う。

図 4.3.1 のシミュレーションモデルは、図 4.3.2 の構造を前提としている。しかし、基礎試験装置のアクティブマウントは図 Fig.4.3.3 のようにラバーマウントを含んでいる。そこで、ベローズ上部にかかる加振力は、アンバランスマス～

錘～ラバーマウント～ベローズ上部ブラケットの伝達率を式によって計算し、伝達率を求め、アンバランスマスの遠心力からその伝達力を求めた。それにより得られた加振力を図 4.3.1 の F に代入して SIMULINK により計算した。

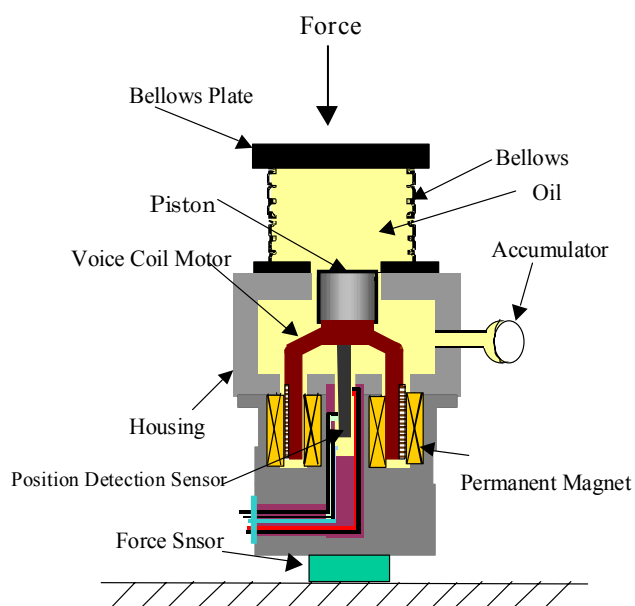



Fig.4.3.2　シミュレーションで検討した アクティブマウント構造

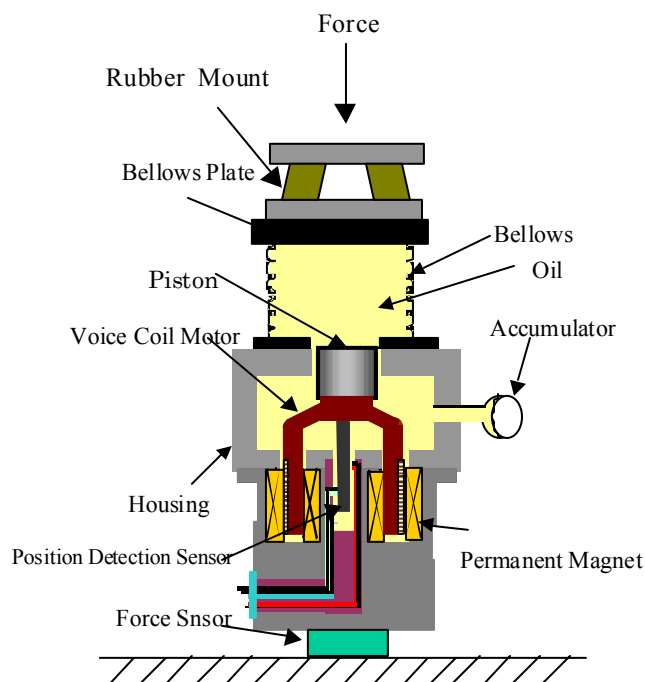



Fig.4.3.3　基礎試験装置の アクティブマウントの構造

まず、伝達率については、図 4.3.4 に示すモデルにおいて、マス上部に P_t が作用するときの伝達力 F_t から得られる力の伝達率は、式(4.3.1)のようになる。(9)

$$\frac{F_t}{P_t} = \frac{\sqrt{1+\left(2\frac{c}{c_c}\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{(1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2})^2+\left(2\frac{c}{c_c}\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{4.3.1}$$

ここで、第 4 章の基礎試験装置において、

M =165kg

k =417500N/m

なので、$f = \dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\dfrac{k}{M}} = 8.01$ Hz となり、これから式(4.3.1)にω_nを代入し、伝達率を計算すると図 4.3.5 のように 25Hz で 0.1304 となる。

次に、図 4.3.4 におけるP_tに相当する基礎試験装置における加振力を求める。P_tはアンバランスマス 2 個分よって発生する遠心力により求められる。

アンバランスマス（2 個）$M_{umb} = 0.06\mathrm{kg}\times 2$

回転半径　$r = 0.1\mathrm{m}$

角速度　$\omega = 2\times\pi\times 25\mathrm{Hz}$

アンバランスマス 2 個分の遠心力$P_t = M_{umb} r \omega^2 = 296.1\mathrm{N}$

ラバーマウントを介したベローズ上部への伝達力$F_t = 296.1\mathrm{N}\times 0.1304 = 38.61\mathrm{N}$

この伝達力を図 4.3.1 のシミュレーションモデルのFに代入した。

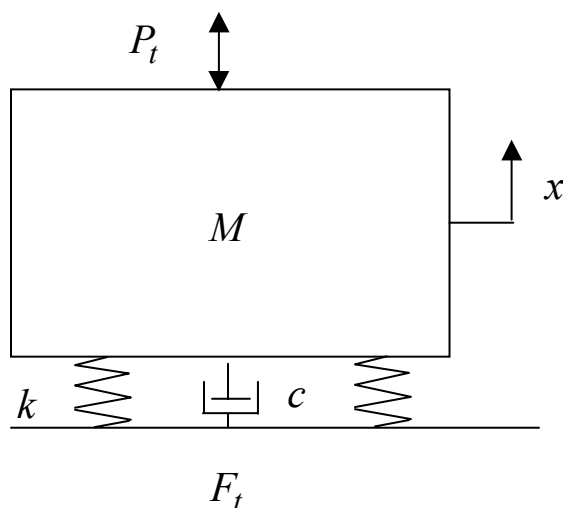
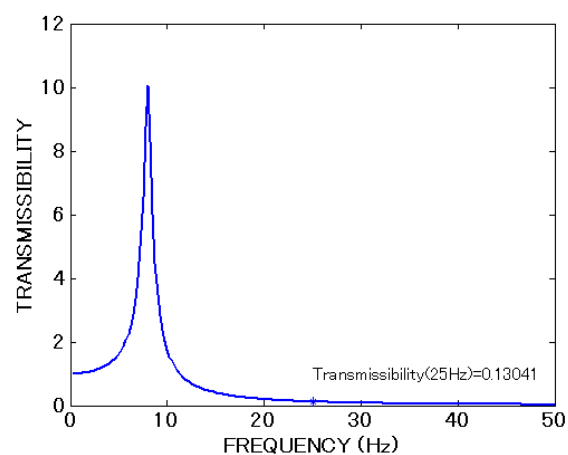



Fig.4.3.4　1 自由度振動系モデル　　Fig.4.3.5　1 自由度振動系の伝達率

4.3.3　LMS アルゴリズムを適用した油圧アクティブマウントモデル

図 4.3.1 のシミュレーションモデルに対して、LMS アルゴリズムによる適応制御によりシミュレーションを行い、第 4 章の実験結果により検証及び油圧アクティブマウントの各要素の検討を行った。そのモデルを図 4.3.6 に示す。シミュレーションには MATLAB/SIMULINK を用いて行った。

この LMS アルゴリズムにおいて、リファレンス信号を加振力 F 成分の単一周波数のサイン波とした。また、第 2 章「図 2.2.3　油圧アクティブマウントの伝達力低減メカニズム」からベローズ内圧 P_1 にベローズ有効断面積を乗じたものが伝達力になるため、エラー信号をベローズ内油圧 P_1 とした。

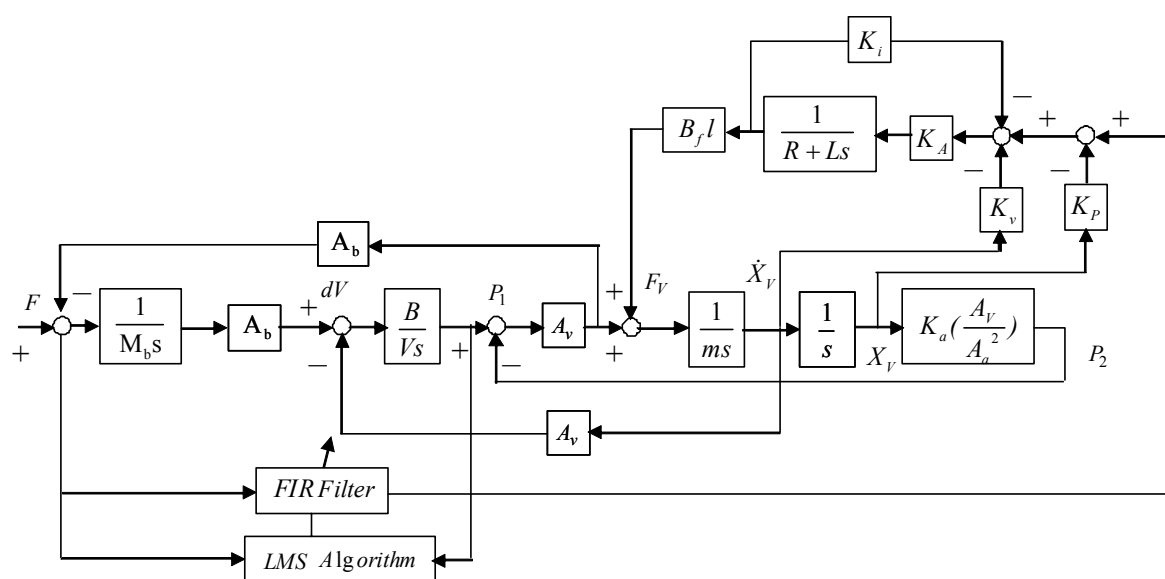



Fig.4.3.6　LMS アルゴリズムを用いた油圧アクティブマウントモデル

このシミュレーションに用いた油圧モデルの諸元を表 4.3.2 に示す。これは、第 3 章の基礎試験で用いた諸元と同じである。

Table4.3.2 シミュレーションに用いた油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様
ベローズ外径(mm)	104.5
ベローズ内径(mm)	72
ベローズ内容積（cc)	297
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	32
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2
アキュムレータ容量(cc)	30

4.4　シミュレーションモデルの妥当性検証

本章におけるシミュレーションにおいて、加振周波数は、エンジンアイドリングの周波数を想定した 25Hz とし、サンプリング周波数 2.5kHz、タップ数 2000、スタップサイズパラメータ 1E-7 とした。

4.4.1　ベローズ内圧力、ハウジング内圧力の検証

　油圧アクティブマウントのシミュレーションモデルの基本的な検証として、ベローズ上部から加振力が加えられ、適応制御 ON/OFF の状態で、ベローズ内圧力、チャンバー内圧力の比較を実験と計算で行った。

図 4.4.1、図 4.4.2 に、制御 OFF のおける計算と実験のベローズ内圧力、ハウジング内圧力を示す。制御 OFF なので、ボイスコイルモータは、フィードバック制御によりその位置を保持した状態であるため、ベローズ内の圧力は、ベローズ上部の加振力の影響を受け、圧力変動を起し、ハウジング内の圧力変動はほとんど発生しない状態が計算で表現されている。

　図 4.4.3、図 4.4.4 は、制御 ON での同様なベローズ内圧力、ハウジング内圧力を示す。
制御 ON の状態では、制御 OFF とは逆にベローズ内圧力は大きく低減し、ハウジング内圧力はボイスコイルモータが制御により駆動されるため、圧力振幅が大きく増える。計算は実験と同様な傾向示している。
　以上から、この油圧アクティブマウントの適応制御 ON/OFF でのベローズ内圧力チャンバー内圧力に関しては、ほぼ妥当な結果となったといえる。

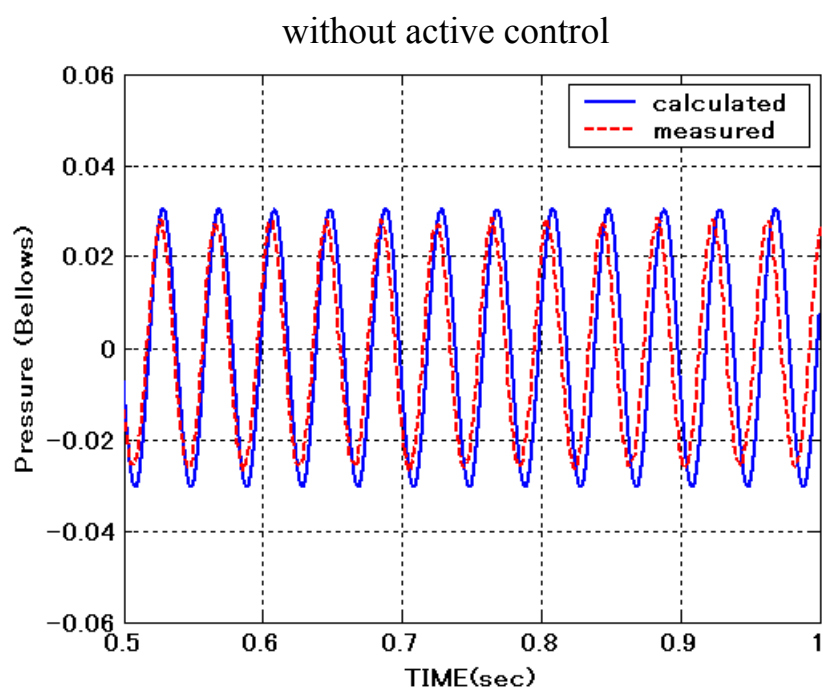



Fig.4.4.1　　ベローズ内油圧（制御 OFF）

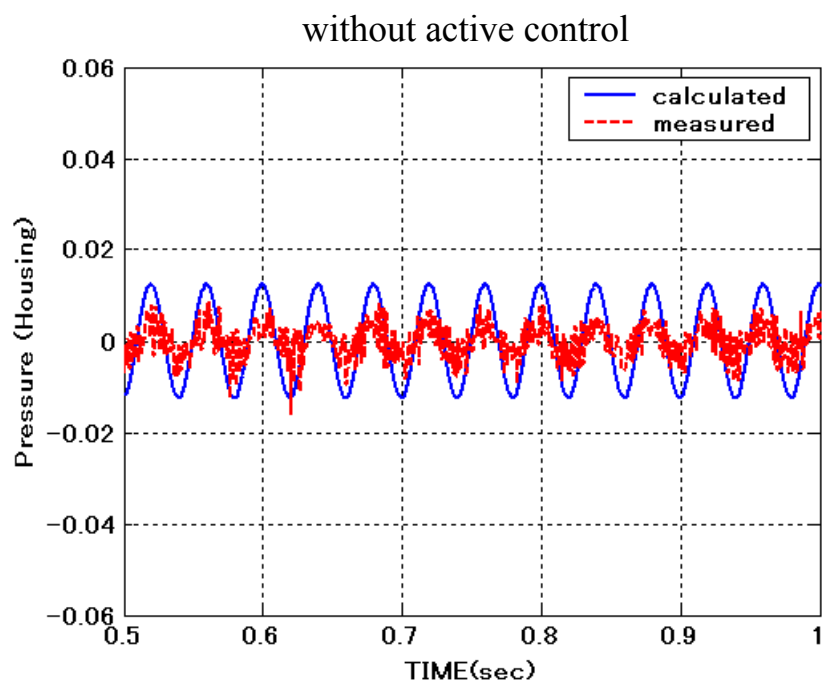



Fig.4.4.2　　ハウジング内油圧（制御 OFF）

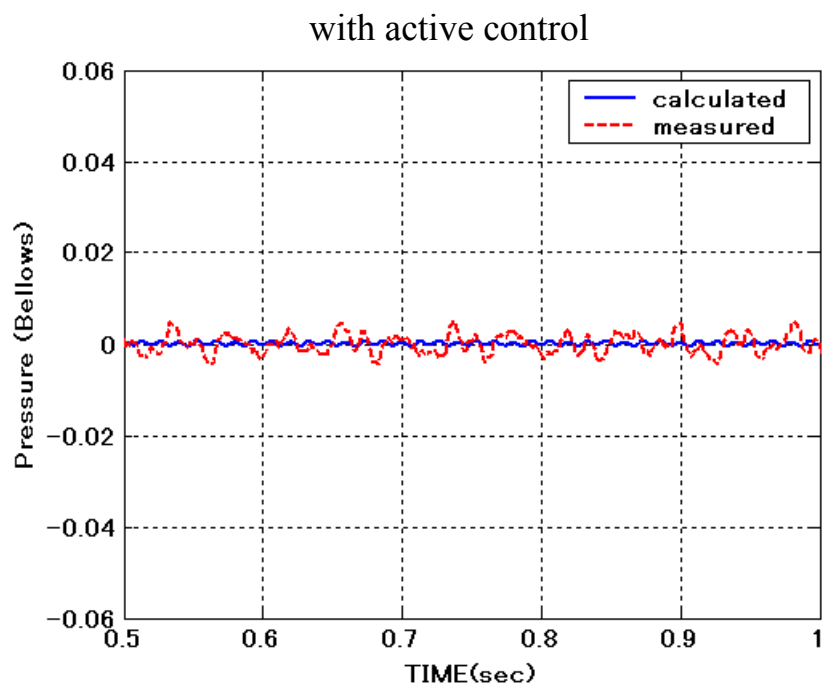



Fig.4.4.3　　ベローズ内油圧（制御 ON）

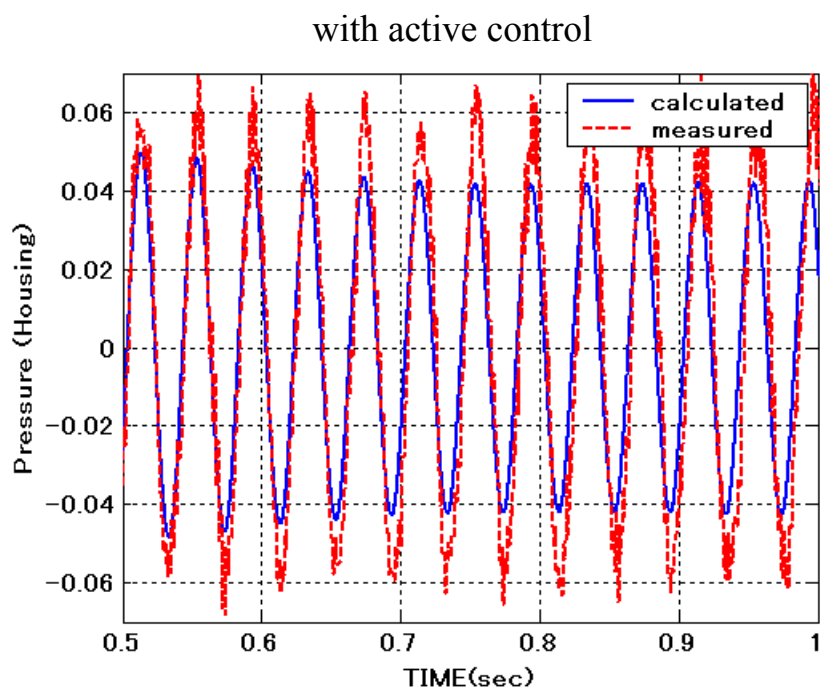



Fig.4.4.4　　ハウジング内油圧（制御 ON）

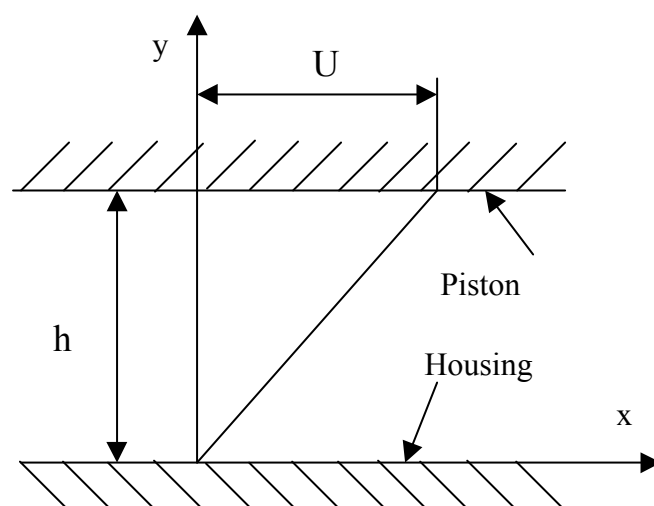
4.4.2　ピストンクリアランスに関する検証

Table4.4.1　記号の説明

A_p ：ピストン部の表面積
F_τ ：せん断力
h ：ピストンとハウジングの半径隙間
p ：圧力
U ：ピストンとハウジングの相対速度
x ：ピストン運動方向の座標
y ：ピストン半径方向の座標
τ ：せん断応力
μ ：粘性係数

ベローズ室の圧力を制御するためにボイスコイルモータにピストンが取り付けられている。そのピストンとハウジングのクリアランスが伝達力の低減量にどのように影響を与えるかについて、そのフリクションモデルを検討し、そのシ

Fig.4.4.5　平行壁間の速度分布

ミュレーションを行い、その妥当性を検討した。

まず、シミュレーションの方法について検討を行った。ピストンとハウジングを平面に展開し、平行壁間に流体を定義した。

簡単のため、圧力勾配を与えないで平行壁を相対的に動かすときに生じる流れ、すなわちクエット流れを適用した。[10] [11]

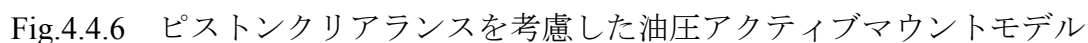
図 4.4.5 のように速度分布があるとき、ボイスコイルモータに固定されたピストンが受けるせん断応力を τ とすると、

$$\tau = -\frac{h}{2}\frac{dp}{dx} - \frac{\mu U}{h} \tag{4.4.1}$$

となる。ここで、$\frac{dp}{dx} = 0$ とすると、せん断応力 τ は、

$$\tau = -\frac{\mu U}{h} \tag{4.4.2}$$

となる。

Fig.4.4.6　ピストンクリアランスを考慮した油圧アクティブマウントモデル

得られたせん断応力にピストンの表面積をかけせん断力を油圧アクティブマウントモデルに組み込んだ。（図 4.4.6 参照）

$$F_\tau = -\frac{\mu U}{h} A_P \qquad (4.4.3)$$

このモデルを用いてシミュレーションを行い、実験値と比較検討した。シミュレーションに用いた油圧アクティブマウントの仕様を表 4.4.2 に示す。

図 4.4.6 のシミュレーションモデルで、LMS アルゴリズムにより適応制御を行い、ピストンクリアランス違いでのベローズ内油圧の低減量（計算値）、実験での伝達力低減量を図 4.4.7 に示す。ピストンクリアランスが小さくなるほどそれらの低減量が減ることが実験、計算とも同じ傾向になることがわかる。ピストン～ハウジング間のせん断応力のモデルとしてクエット流れモデルを用いることは定性的に妥当性があると考えられる。

Table4.4.2　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様
ベローズ外径(mm)	70
ベローズ内径(mm)	50.6
ベローズ有効断面積（cm^2)	29.3
ベローズ内容積（cc)	104
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	26
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2
アキュムレータ容量(cc)	30

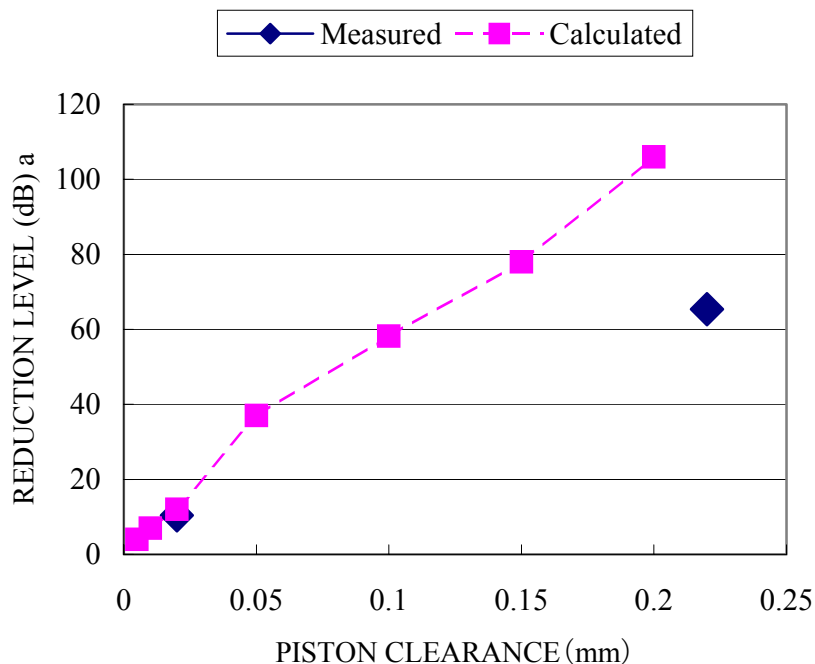



Fig.4.4.7　ピストンクリアランスと低減量

4.4.3　アキュムレータ封入圧に関する検証

アキュムレータ封入圧と低減量について実験と計算を比較した。
表 4.4.2 に示す油圧アクティブマウントの仕様(小型）について、計算を行った。低減量の対象とする物理量を計算ではベローズ内油圧の圧力とし、実験では伝達力とした。図 4.4.8 に計算と実験の比較を示す。加振周波数は、25Hz の単一周波数で、その低減量を示す。アキュムレータの封入圧が増加するほど低減量が下がる実験での傾向を表現している。これは、アキュムレータの封入圧が大きいほどボイスコイルモータの動きに影響を与え、制御しづらくなると考えられる。

以上の項目の検証から MATLAB/SIMULINK で作成したシミュレーションモデルは、妥当性があると考えた。

実験・・・アクティブマウント～ベース間の伝達力

計算・・・ベローズ内圧力

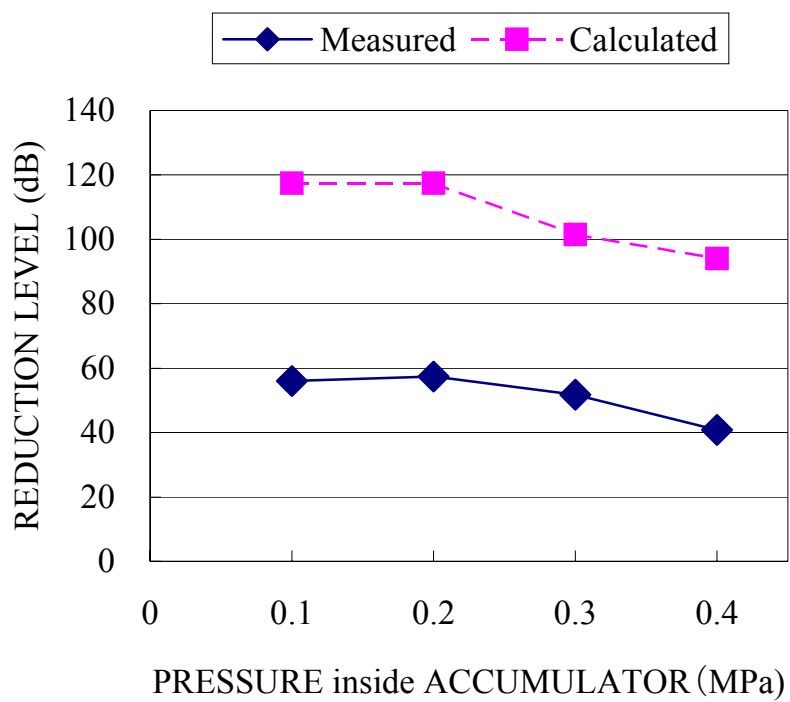



Fig.4.4.8　　アキュムレータ封入圧と低減量

4.5　パラメータスタディと車両用油圧アクティブマウントモデル仕様検討

前述のシミュレーションモデルを用いて、その他のパラメータスタディを行い、車載での油圧アクティブマウントモデル仕様の検討を行った。車載においては、大きさの制限があるため、ベローズ容積、ベローズ径、ピストン直径についてパラメータスタディを行った。制御手法は、「4.4　シミュレーションモデルの妥当性検証」と同様である。

4.5.1　ベローズ容積に関する検討

ベローズ径は同等でベローズ内容積を変更しピストン径２種類について、シ

Table4.5.1　　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様		
ベローズ外径(mm)	70		
ベローズ内径(mm)	50.6		
ベローズ有効断面積（cm^2)	29.3		
ベローズ内容積（cc)	58.6	104	146.4
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	26		
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2		
アキュムレータ容量(cc)	30		

Table4.5.2　　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様		
ベローズ外径(mm)	70		
ベローズ内径(mm)	50.6		
ベローズ有効断面積（cm^2)	29.3		
ベローズ内容積（cc)	156.5	297	469.4
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	32		
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2		
アキュムレータ容量(cc)	30		

ミュレーションを行った。その仕様を表 4.5.1、表 4.5.2 に示す。
表 4.5.1 に関するシミュレーション結果を図 4.5.1 に示す。低減量は、以下のシミュレーションのどの仕様でも大きく優劣がつかないため、その応答性を見るためベローズ内圧力の時刻歴データを示す。この図からは、ベローズ内容積が小さいほど、応答性がいいことがわかる。

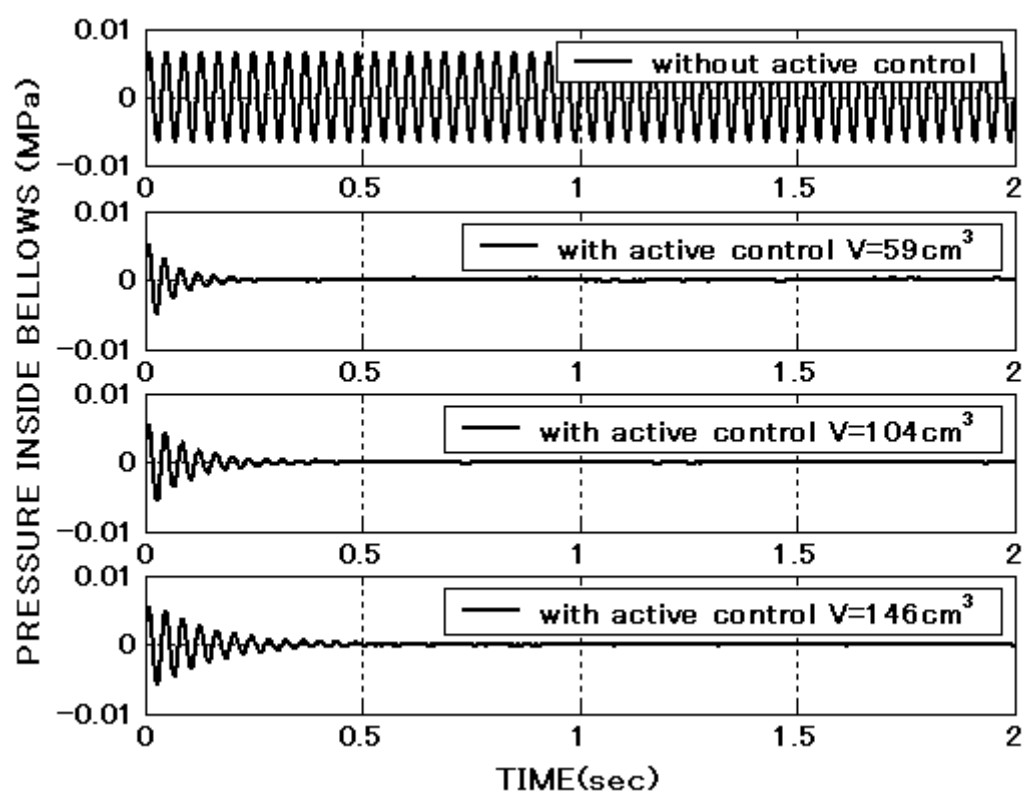



Fig.4.5.1　　ベローズ容積違いでのベローズ内油圧（ピストン径小）

図 4.5.2 には、表 4.5.2 に関するベローズ内圧力の時刻歴データを示す。いずれの場合も低減量は 100dB 以上であるが、時刻歴で見る応答性はベローズ容積の小さいほうが若干よい。

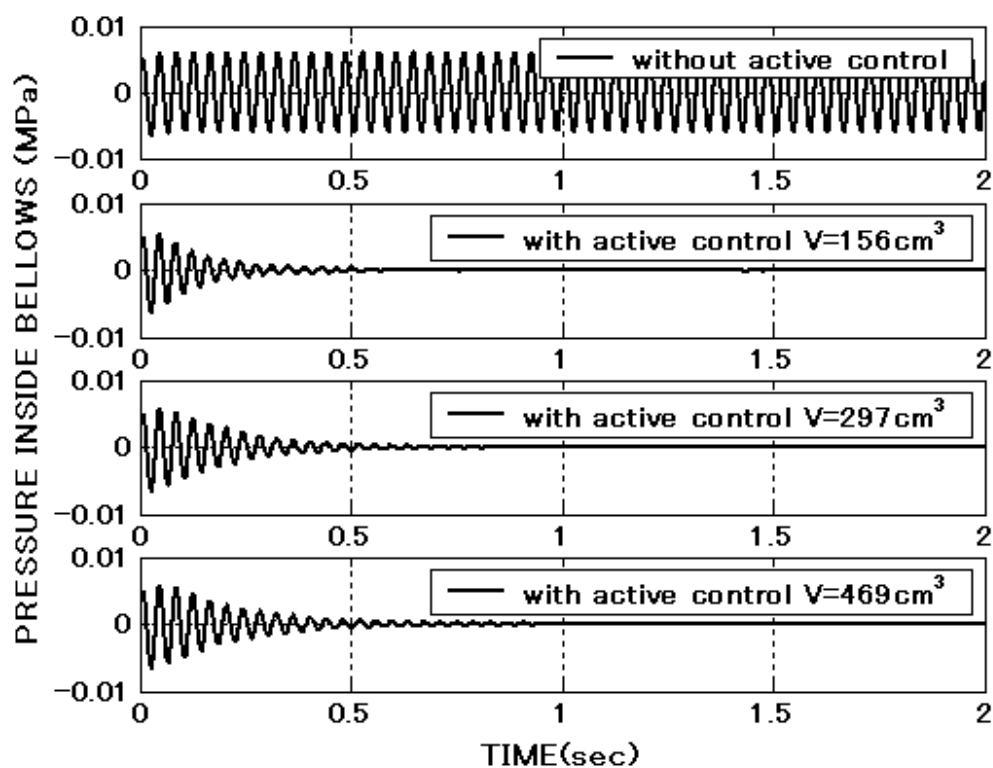



Fig.4.5.2　　ベローズ容積違いでのベローズ内油圧（ピストン径大）

4.5.2　ベローズ径に関する検討

「4.5.1　ベローズ容積に関する検討」はベローズ径を変えずに、ベローズの高さを変えたものであった。それに対し、ベローズ径に関する検討は、ベローズ高さを変えずに、ベローズ径を変えるものであり、ベローズ容積も同時に変化することになる。その油圧アクティブマウントの仕様を表 4.5.3 に示す。「4.5.1 ベローズ容積に関する検討」の結果からピストン径は径の小さい 1 種類についてのみシミュレーションを行った。シミュレーション結果を図 4.5.3 に示す。結果として、ベローズ容積と同様にベローズ径の小さいほうが低減も速いことがわかる。

Table4.5.3　　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様		
ベローズ外径(mm)	50	70	120
ベローズ内径(mm)	36.1	50.6	85
ベローズ有効断面積（cm^2)	43.1	29.3	78.2
ベローズ内容積（cc)	51.7	104	297
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	26		
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2		
アキュムレータ容量(cc)	30		

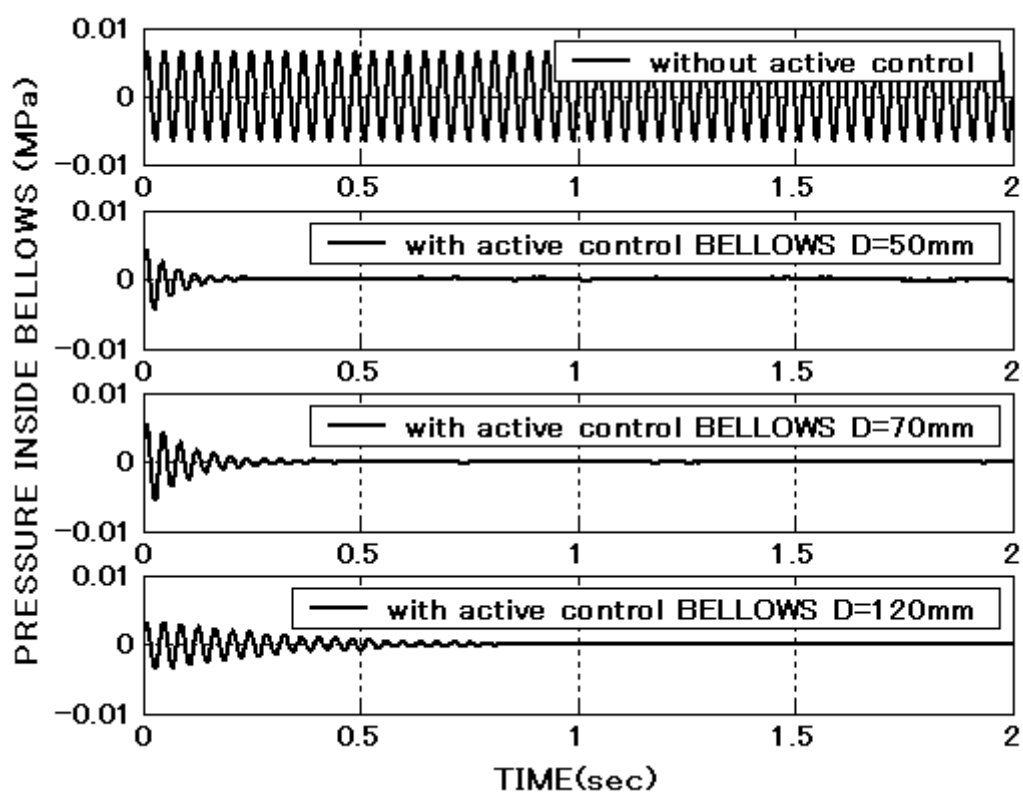



Fig.4.5.3　　ベローズ径違いでのベローズ内油圧（ピストン径小）

4.5.3 ボイスコイルモータのピストン径に関する検討

シミュレーションによりピストン径違いの検討を行った。その油圧アクティブマウントの仕様とその結果を表 4.5.4、図 4.5.4 に示す。

Table4.5.4　　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様		
ベローズ外径(mm)	70		
ベローズ内径(mm)	50.6		
ベローズ有効断面積（cm^2)	29.3		
ベローズ内容積（cc)	104		
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	20	26	32
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2		
アキュムレータ容量(cc)	30		

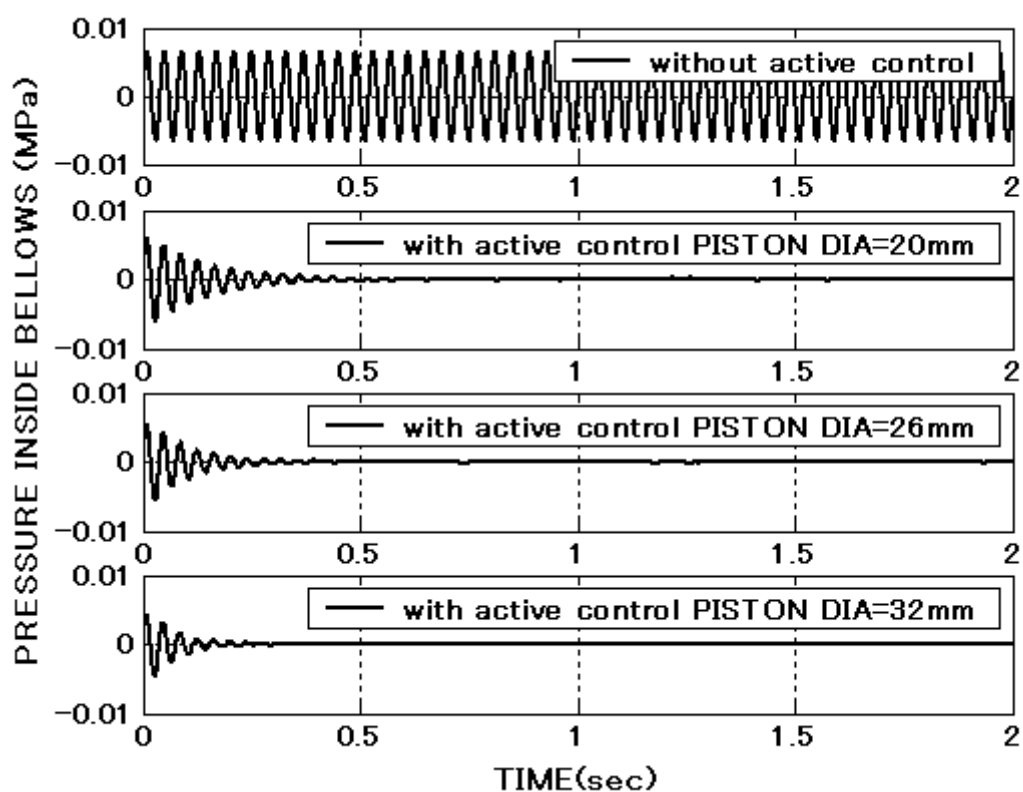



Fig.4.5.4　　ピストン径違いでのベローズ内油圧（ピストン径小）

シミュレーション結果からはピストン径が大きいほど、応答がいいことがわかる。これは、ピストン径が大きいほうが、少ないピストンの変位量で同等のオイルの容積を制御でき、制御しやすいためと考えられる。

4.5.4　車両における油圧アクティブマウントの仕様検討

以上の検証結果とシミュレーション結果から車載での油圧アクティブマウントの仕様を決定した。

①　アキュムレータ封入圧

アキュムレータの封入圧は、高すぎるとボイスコイルモータの動きに悪影響がでると考えらえるので、0.2MPa とした。

②ピストンクリアランス

ボイスコイルモータに取り付けられるピストンとハウジングのクリアランスは実験した範囲において、広ければ広いほど伝達力あるいはベローズ内油圧を低減できる。したがって、実験で実績のある 0.22mm とした。

③ベローズ径、ベローズ容量

シミュレーションの結果では、ベローズ径、ベローズ容積ともに今回計算した中では、低減効果はどれも問題ない。応答性に関して、各々小さいほうがよい結果となった。車載では、小さいほうが適しているがあまり小さすぎても横剛性が低すぎるので、直径を 70mm、容積を 104cc とした。

④ピストン径

シミュレーションした仕様の中ではいずれも効果はあり、応答性は、ピストン径の大きいほうがよい。車載に関しては、小さくすることも考慮に入れ、直系を 26mm とした。

以上の検討から車載用油圧アクティブマウントの仕様を表 4.5.5 とした。

Table4.5.5　　車載用油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの諸元	仕様
ベローズ外径(mm)	70
ベローズ内径(mm)	50.6
ベローズ有効断面積（cm^2)	29.3
ベローズ内容積（cc)	104
ボイスコイルモータピストンの直径(mm)	26
ピストン～ハウジングクリアランス(mm)	0.22
アキュムレータガス封入圧(Mpa)	0.2
アキュムレータ容量(cc)	30

4.6　結論

1. 油圧アクティブマウントのベローズプレート、ボイスコイルモータのピストンに関する運動方程式、ベローズ内の連続の式、アキュムレータのモデル化によりシミュレーションモデルを作成し、基礎試験の適応制御有無でのベローズ内圧力、ハウジング内圧力の実験値により検証を行い、そのシミュレーションモデルの妥当性を確認した。

2. ボイスコイルモータに取り付けられたピストンとハウジング間のせん断応力のモデルとしてクエット流れを適用し、ピストンクリアランスと伝達力の関係について実験値と計算値の傾向が一致することを把握した。

3. アキュムレータ封入圧について、実験値と計算値は同様の傾向を示すことを把握した。封入圧が高いほど伝達力の低減量は少なくなっていく、これは、アキュムレータの圧力が高いほどボイスコイルモータの動きが悪くなり、伝達力の低減量が減ったためと考えられる。

4. 検証されたシミュレーションモデルにより、ベローズ径、ベローズ容積、ピストン径に関するシミュレーションを行い、車載における油圧アクティブマウントの仕様を決定した。

参考文献

(1) 富樫千晴、一柳健：油圧防振マウントの研究,日本機械学会論文集Ｃ編 69 巻 685 号(2003-9), No.02-1293 (2003), p78-83

(2) Chiharu Togashi, Ken Ichiryu、Study on Hydraulic Active Engine Mount,SAE Technical Paper, 2003-01-1418 (2003)

(3) 山口惇：油空圧工学,（1994）, p6−7，コロナ社

(4) 一柳健、松崎淳：電子ー油圧制御,(1991) ,日刊工業新聞社

(5) 原裕子：振動制御,東京工科大学 2001 年度卒業論文,(2002)

(6) 一柳健：高周波脈動吸収用アキュムレータの開発,機械学会論文集Ｃ編,38 巻 306 号(昭和 47 年）

(7) 一柳健 : アキュムレータによるサージ吸収法、機械学会論文集Ｃ編,38 巻 310 号(昭和 47 年）

(8) 一柳健:シリンダ動作がある油圧系のサージとその制振法,機械学会論文集Ｃ編,40 巻 335 号(昭和 49 年）

(9) (社)日本鉄道車輌工業会：新版　防振ゴム, (平成 10 年),現代工学社

(10) 藤川重雄,武田靖,矢野猛,村井祐一：工学の基礎　流体力学,(2005),p146-149,培風館

(11) 高橋徹：油圧・空気圧の計算法,(2000),東京電機大学出版局

第5章

油圧アクティブマウントの車両試験

5.1　緒言

第 4 章で基礎試験の実験データにより油圧アクティブマウントシミュレーションモデルの検証を行い、車両試験に用いる油圧アクティブマウントの仕様を検討した。この仕様の油圧アクティブマウントを車載して試験するため、油圧アクティブマウントの搭載位置、及び車載方法を検討し車載を行った。対象とする車両は、ディーゼルエンジンを搭載した RV 車を用いた。

制御に関しては、幅広い周波数領域を低減可能な制御を考案した。これにより、こもり音だけではなく、オーバーオールの低減を狙った。シミュレーションにより、新制御手法と LMS アルゴリズムの低減量、応答性、安定性に関して比較を行った。

新制御手法と LMS アルゴリズムのブロック線図を実際のハードウエアの物理量と対応させ、その制御システムの検証を行った。

最終的には車両試験において、新制御手法と LMS アルゴリズムをアイドルの運転条件でマウント～フレーム間の伝達力、車室内振動、車内音について比較し、新制御手法の妥当性を検討した。

5.2　油圧アクティブマウントの車載条件

5.2.1　車両、エンジンの仕様

油圧アクティブマウントの試験を行うための供試車両、供試エンジンに、直噴ディーゼルエンジンを搭載したRV車（ビッグホーン）(1) を用いた。（表5.2.1、表5.2.2参照）図5.2.1　、図5.2.2に、ビッグホーンの写真、エンジン（4JX1）の写真を示す。

Table5.2.1　　供試車両の仕様

車名	ビッグホーン
型式	KH-UBS73GW
トランスミッション	4AT
駆動方式	4WD
全長×全幅×全高（㎜）	4758×1765×1840
車両重量（kg）	2170

Table5.2.2　　供試エンジンの仕様

エンジン形式	4JX1
エンジン方式	直噴ディーゼルエンジン
シリンダ配列	直列４気筒
ボア×ストローク	φ95.4×104.9
排気量	2999cc
最高出力/回転数	160PS/3900rpm
最大トルク/回転数	34.0/2000rpm

Fig.5.2.1　供試車両　ビッグホーン

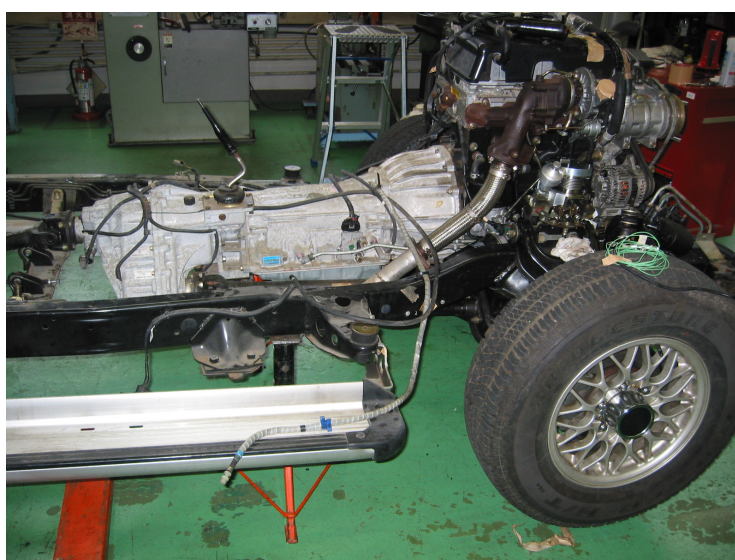



Fig.5.2.2　フレームに搭載されたエンジンと油圧アクティブマウント

5.2.2 車両における油圧アクティブマウントの配置・構造

車両において油圧アクティブマウントは左右のフロントマウントに適用した。図 5.2.3 に油圧アクティブマウントを車両に搭載した状態を示す。図 5.2.4 に、エンジンを下ろしたフレーム上に取り付けた油圧アクティブマウントを示す。

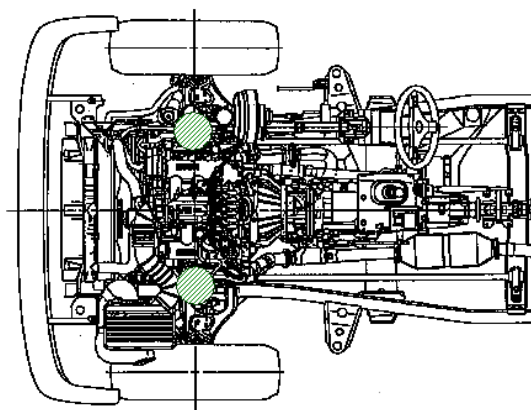



Fig.5.2.3　　油圧アクティブマウントの搭載位置（上面図）

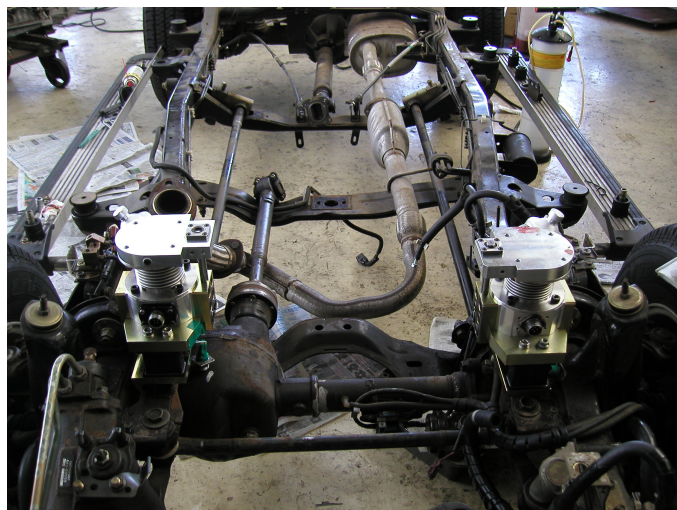



Fig.5.2.4　　フレーム状態での油圧アクティブマウント

量産仕様において、フロントマウントは傾斜マウントであるが、搭載上の制約から基礎試験で油圧アクティブ本体と土台間の伝達力低減効果の確認を行った直立状態とした。
図 5.2.5 に、油圧アクティブマウントの車両における配置を示す。
フレームに溶接されたプレートの上に力センサー、ラバーマウント、油圧アクアクティブマウントの順に配置した。ベローズは横剛性が低いため、ベローズ

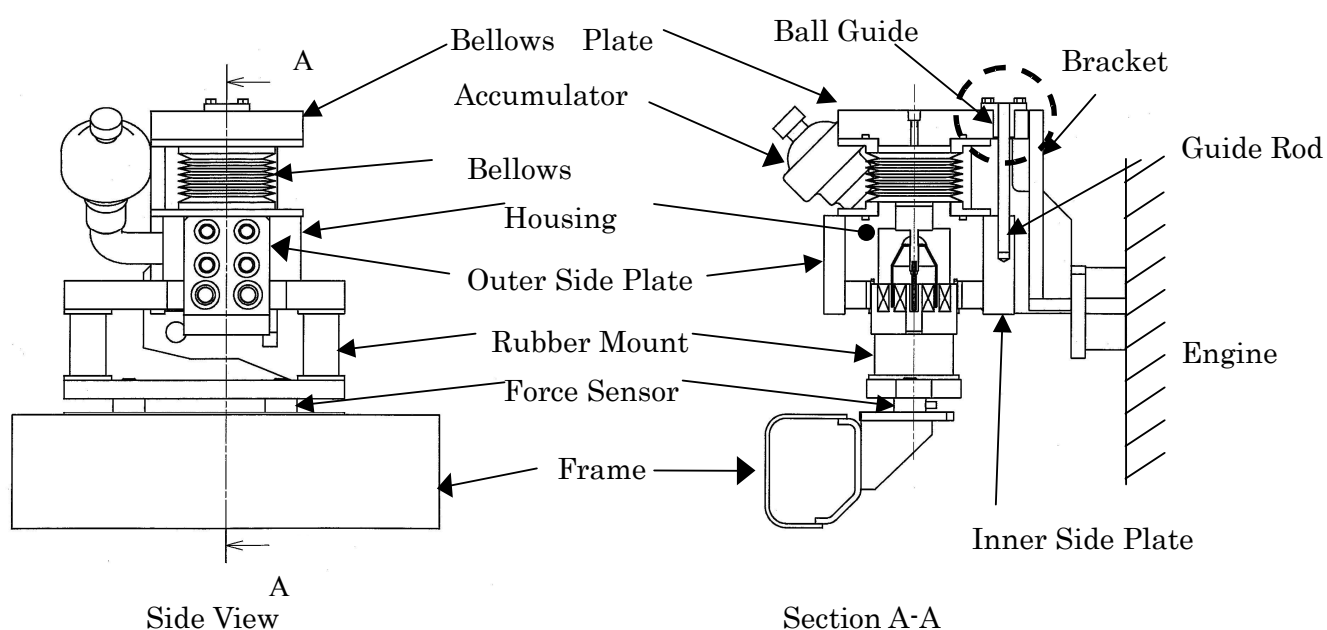



Fig.5.2.5　　油圧アクティブマウントの車両での配置

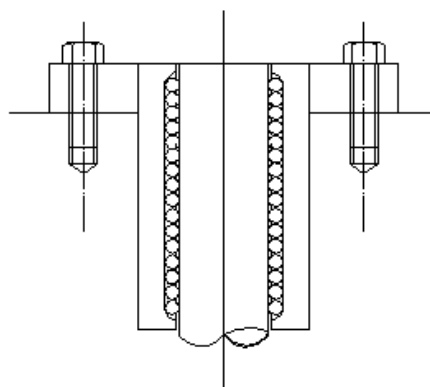



Fig.5.2.6　　ボールガイド部の拡大図

上部プレートと内側プレートの間にガイドロッドを配置した。ガイドロッドは内側プレートに固定され、図 5.2.5 の破線部に示すボールガイドには 4 列のボールガイドを設け、[2] 鋼球の転がり接触によりスライド時の摩擦を低減し、スライドを容易にした。（図 5.2.6 参照）
また、図 5.2.7 にフロント右側の油圧アクティブマウントの写真を示す。図 5.2.8 には、エンジンを下ろした状態での油圧アクティブマウント（右側）のボールガイド部を示す。

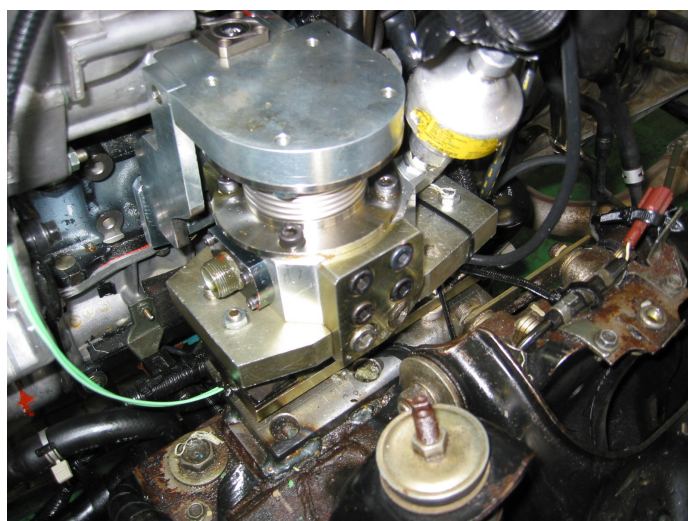



Fig.5.2.7　右側油圧アクティブマウント

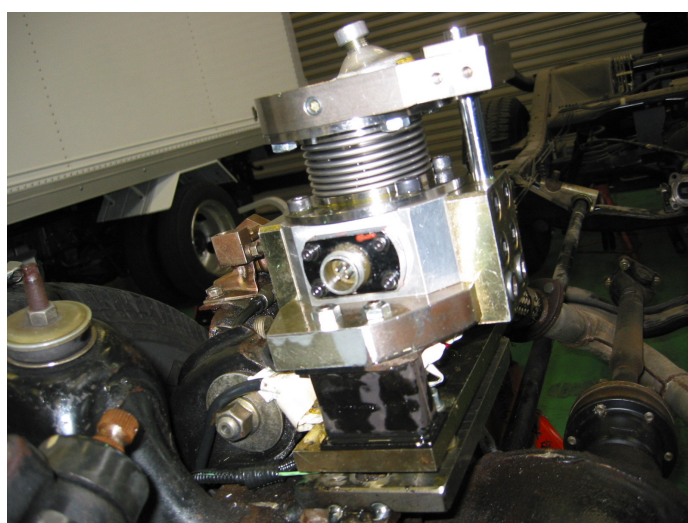



Fig.5.2.8　　右側油圧アクティブマウントのボールガイド

油圧アクティブマウントの仕様を表 5.2.3 に示す。

Table5.2.3　　油圧アクティブマウントの仕様

部品	諸元	仕様
ベローズ	外径（mm)	70
	内径（mm)	50.567
	肉厚（mm)	0.2
	山数（mm)	8
	自由ピッチ（mm)	6
	有効自由長（mm)	34.238
	材質	SUS304
	使用最大圧力(Mpa)	0.2
	一山のバネ定数(N/mm)	9.697
ボイスコイルモータ	ピストンの外径（mm)	26
アキュムレータ	容量(cc)	30

5.3　車両における実験方法

表 5.3.1 に計測項目を示す。図 5.3.1 に実験計測ブロック図、図 5.3.2 には、車両における各センサーの配置を示す。付録 C に実験に用いた計測器を示す。

Table5.3.1　　計測項目

	計測項目
1	シートレール振動上下方向
2	車内音
3	マウントブラケット上部の振動
4	マウントブラケット下部の振動
5	ボイスコイルモータ変位 (LVDT)
6	油圧アクティブマウント～ フレーム間の伝達力

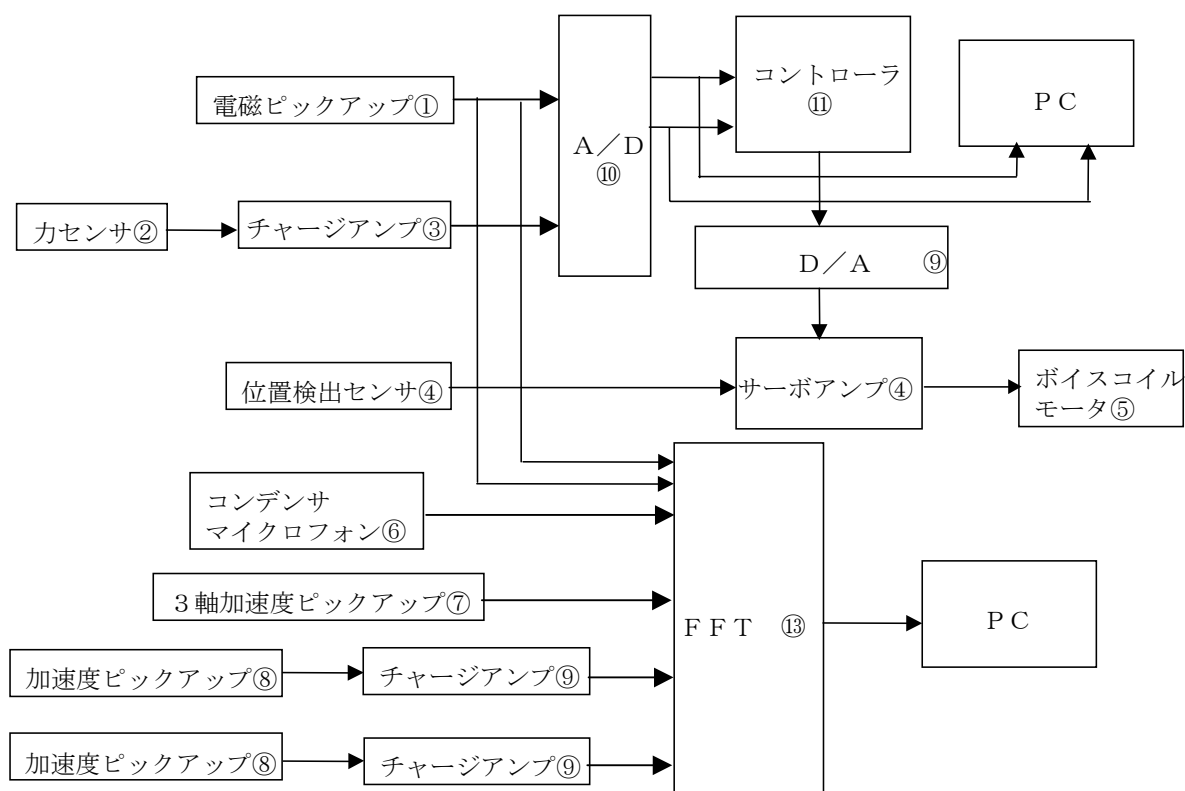



Fig.5.3.1　　車両実験計測ブロック図

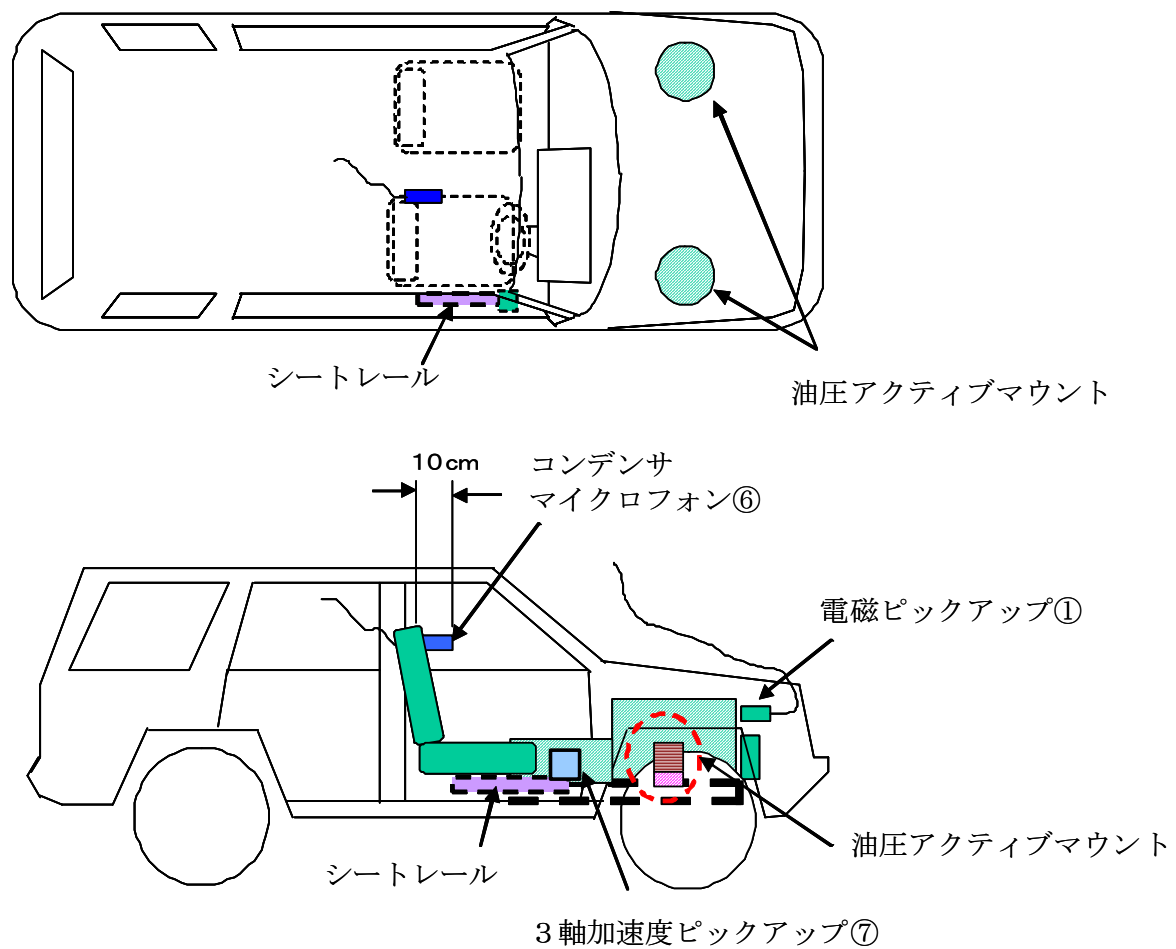



Fig.5.3.2　車両におけるセンサの配置

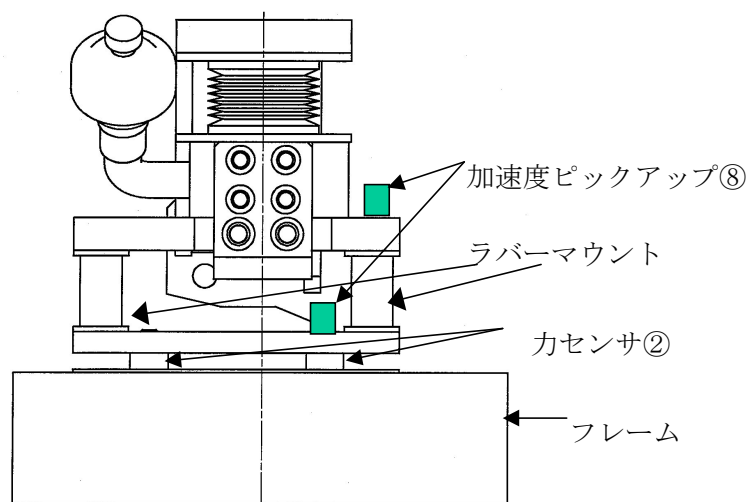



Fig.5.3.3　　破線部（Fig.5.3.2）の詳細図

図 5.3.2 において、コンデンサマイクロフォンは、運転席シートの左横、耳位置に固定し、車前方方向に向けた。３軸加速度ピックアップは、運転席の右側シートレール前端の上に固定した。力センサは、左右マウントともにラバーマウントの下側ブラケットとフレーム間に２つ配置し、電荷の出力を足した信号をチャージアンプに入力した。

電磁ピックアップは、カムパルスをリファレンス信号にするときのみ用いるが、カムプーリに突起をつけ、それに電磁ピックアップを近接させることにより、カム軸 1 回転に 1 回のパルス信号出力を得た。

エンジンの運転は、エンジン暖気状態におけるアイドル回転とした。

コントローラ⑪のサンプリング時間は 1 msec とした。

データ処理には小野測器製 FFT、DS2000（8ch）を用いた。分析周波数は　500Hz（サンプリング周波数 1.28kHz）、FFT のブロックサイズは、各々2048、とした。

5.4　新制御手法 (3)−(20)

本研究では、幅広い周波数帯域で車内音や車室内振動を低減する制御手法を考案した。その手法をシミュレーション、実車試験により LMS アルゴリズムを用いた適応制御と比較しその効果を把握した。

Talble5.4.1　記号の説明

C_d ：定数

d ：未知システムの出力信号

e ：エラー信号

e_f ：伝達力（エラー信号）

$E\{\}$ ：期待値

G ：伝達関数

i ：サンプルの番号

n ：時系列データの指標

N ：タップ数

$p[i]$ ： $E\{d[n]e[n-i]\}$

P_a ：ボイスコイルモータが及ぼすベローズ内の油圧変動

P_d ：エンジン加振力(未知システムの出力）が及ぼすベローズ内の油圧変動

r ：自己相関関数

S ：ベローズ有効断面積

x ：リファレンス信号

y ：制御系の出力信号

w ：フィルタ係数

ε ：２乗平均誤差

μ ：ステップサイズパラメータ

5.4.1　LMS アルゴリズムのリファレンス信号に関する検討

幅広い周波数帯の成分を低減するために、リファレンス信号をエラー信号に置き換えれば、リファレンス信号がそのすべての周波数を含むため、エラー信号は幅広い周波数帯で低減するという仮説を立てた。
これを確認するためにLMS アルゴリズムでリファレンス信号が１つの場合と複数個(25, 50, 75, 100, 200, 300, 400, 500Hz)の場合でその結果を把握した。それらのシミュレーションモデルを図 5.4.1、図 5.4.2 に示す。

また、実際の油圧アクティブマウントでGに相当する伝達関数は、ボイスコイルモータとピストンのアセンブリであり、８0Hz 近くに共振点がある。それより低い周波数では、ゲインが 0dB,位相が０近辺となることと基本的な性能把握のため、$G=1$とし次式で検討を進めた。（図 5.4.3 参照）

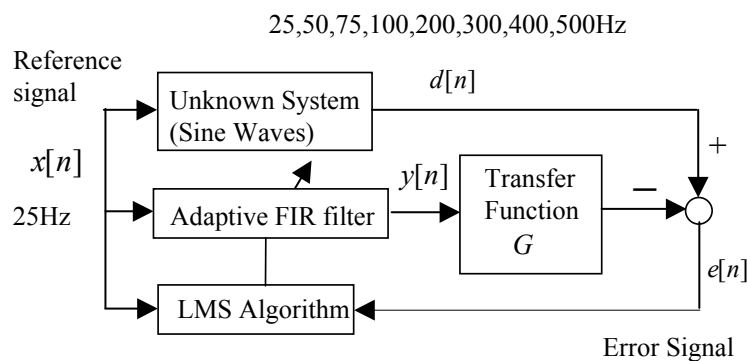



Fig.5.4.1　リファレンス信号が１つの場合の LMS アルゴリズム

25,50,75,100,200,300,400,500Hz
Unknown System
(Sine Waves)
d[n]
+
y[n]
Adaptive FIR filter
Transfer
Function
G
–
e[n]
Reference
signal x[n]
LMS Algorithm
Error Signal
25,50,75,100,200,300,400,500Hz

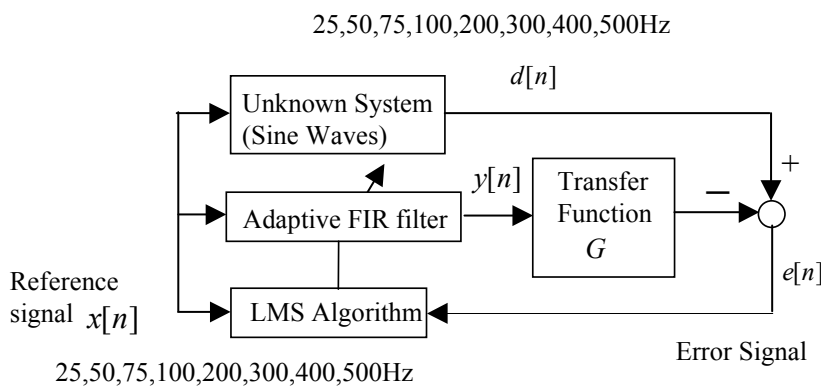



Fig.5.4.2　リファレンス信号が複数の場合の LMS アルゴリズム

これらのシミュレーションをタップ数 500、ステップサイズパラメータを 3E-6 で行った。そのシミュレーション結果を図 5.4.4、図 5.4.5 に示す。
リファレンス信号 1 つの場合は 25Hz 成分が 30dB 以上低減する。一方、リファレンス信号が複数の場合は、25Hz～500Hz までのすべてのリファレンス信号の周波数に対応した成分の低減が認められる。つまり、リファレンス信号に含まれる周波数成分に対応したエラー信号の周波数成分が低減できることを把握した。

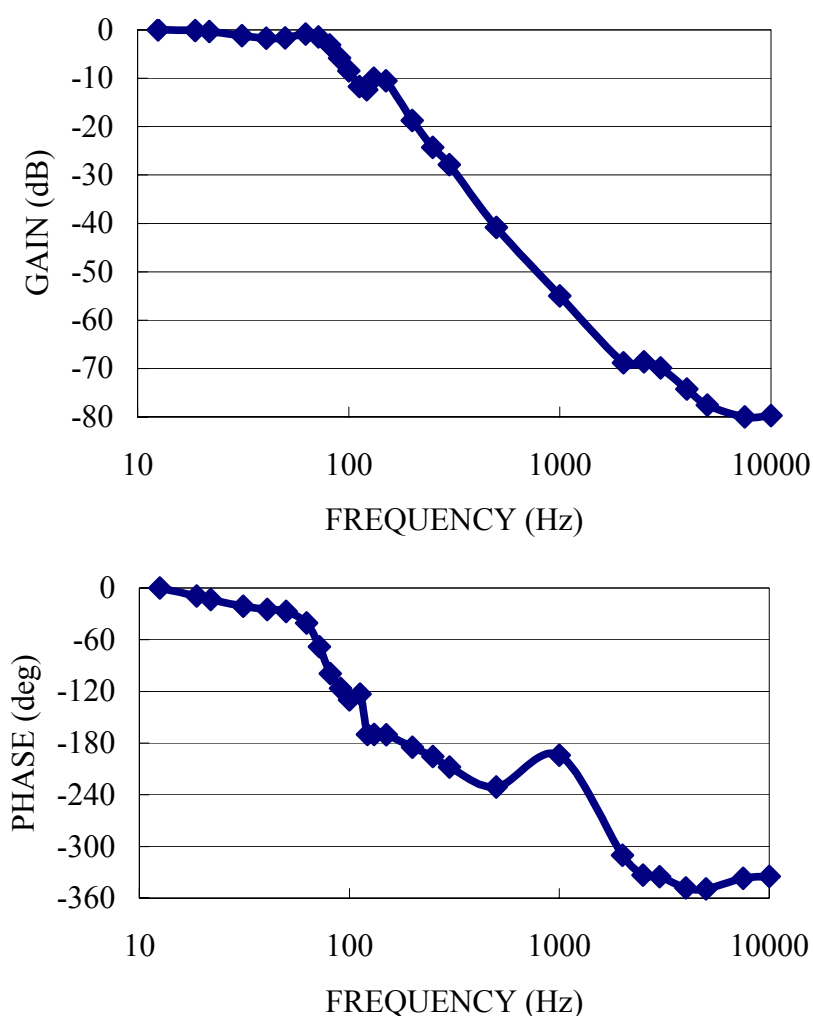



Fig.5.4.3　ボイスコイルモータとピストンのアセンブリの周波数応答関数

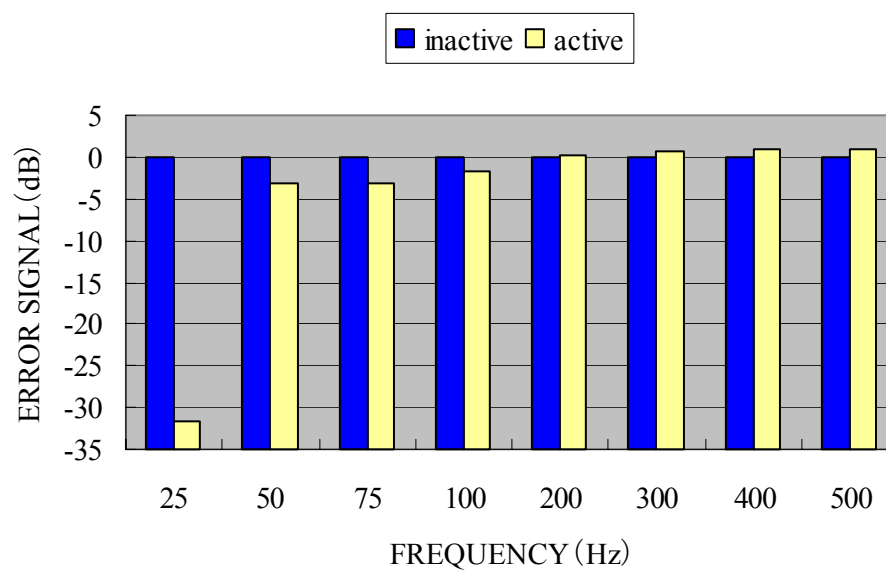



Fig.5.4.4　リファレンス信号が 1 つの場合のシミュレーション結果

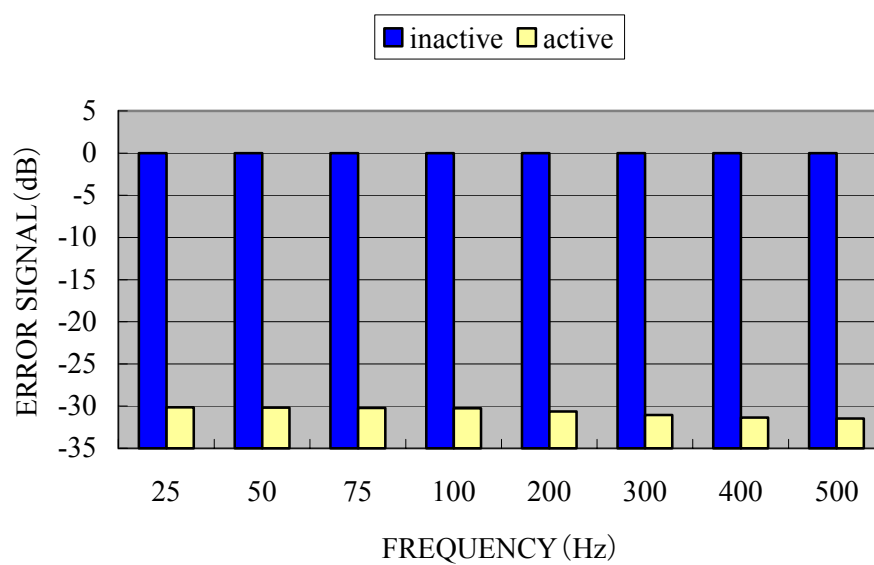



Fig.5.4.5　リファレンス信号が複数の場合のシミュレーション結果

5.4.2　新制御手法の基本的考え方

幅広い周波数帯域を低減する新制御手法として、図 5.4.6 のブロック図を考案した。これは、エラー信号をフィードバックする制御である。一般的に、フィードバック制御において、最適フィードバックゲインを決定する必要がある。ここでは、従来の LMS アルゴリズム（図 5.4.1 参照）を応用して、最適フィードバックゲインが可変となるものとした。
その方法は、従来の LMS アルゴリズムにおいて、リファレンス信号をエラー信号に置き換えたものになる。つまり、LMS アルゴリズムでは、リファレンス信号の周波数成分だけを低減する作用がある。そこで、リファレンス信号にエラー信号を用いれば、エラー信号のすべての周波数成分を低減できると考えた。
図 5.4.1 において、新制御手法でのフィードバックゲインの更新は、LMS アルゴリズムのリファレンス信号 x の代わりにエラー信号 e を用いたものである。

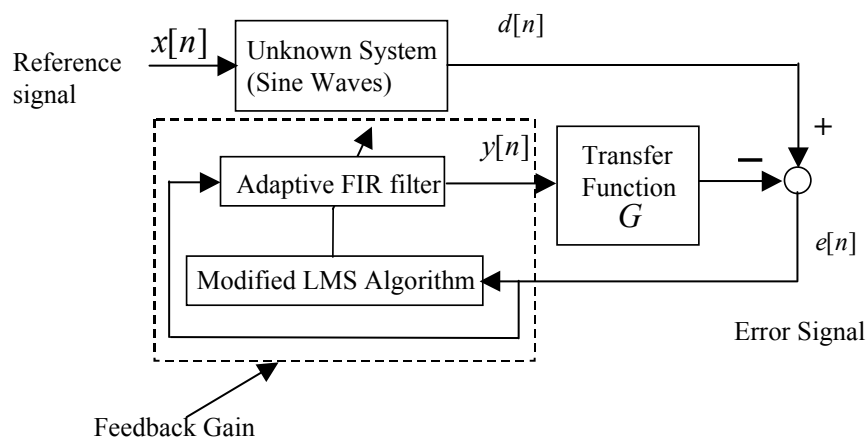



Fig.5.4.6　　新アルゴリズムのブロック図

5.4.3　フィードバックゲインの導出

新制御手法では、フィードバックゲインが可変であるため、定式化を行う必要がある。LMS アルゴリズムを修正してフィードバックゲインを可変としている。まず、LMS アルゴリズムのエラー信号 $e[n]$、未知システムの出力 $d[n]$、フィルタ出力 $y[n]$ の関係は次のようになる。

$$e[n] = d[n] - y[n]G \tag{5.4.1}$$

一般の制御理論では制御対象である G が s の関数であり、その特性を補償する目的で制御ファイルタを固定設計するわけであるが、LMS アルゴリズムでは適応フィルタ自体に制御対象を織り込んで柔軟に制御する事ができるため G が 1 としても制御方式の検討をすることが可能であると考えた。また、前述のよう

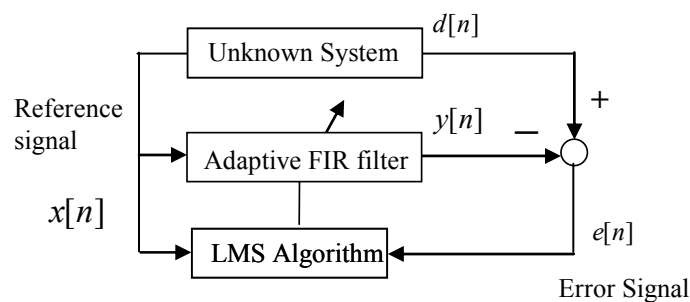



Fig.5.4.7　　LMS アルゴリズムのブロック図

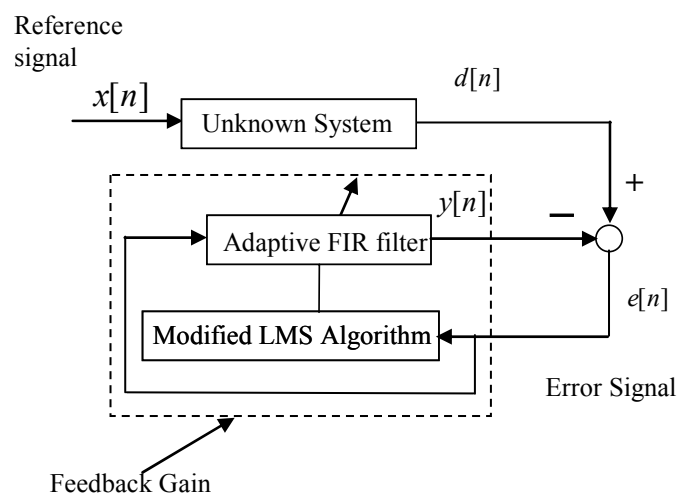



Fig.5.4.8　新制御手法のブロック図

に油圧アクティブマウントで G に相当する伝達関数は、80Hz 近くに共振点がある。それより低い周波数では、ゲインが 0dB,位相が 0 近辺となることと基本的な性能把握のため $G=1$ とし次式で検討を進めた。(図 5.4.3 参照) よって、図 5.4.1、図 5.4.6 を図 5.4.7、図 5.4.8 に書き換えた。

よって、図 5.4.7 の LMS アルゴリズムでは、

$$e[n] = d[n] - y[n] = d[n] - \sum_{i=0}^{N} w_i x[n-i] \qquad (5.4.2)$$

$$w_i[n+1] = w_i[n] + 2\mu e[n]x[n-i] \qquad (5.4.3)$$

となる。図 5.4.8 の新制御手法では、式（5.4.3）の右辺第二項の x を e に置き換えればよい。しかし、$\mathrm{i}=0$ の場合は、

$e[n]$ は

$$d[n] - w_0 e[n] \qquad (5.4.4)$$

を含む式となり矛盾がおきる。そこで、$d[n] - w_0 e[n]$ を除去した式 (5.4.6)を考えた。

$$e[n] = d[n] - y[n] = d[n] - \sum_{i=1}^{N} w_i e[n-i] \qquad (5.4.5)$$

式（5.4.5）の変数 i は、$\mathrm{i}=1,2,$・・・N となり、式（5.4.2）に対して少ないが、N が大きければ近似式自体に問題はないと考えられる。

新制御手法のフィードバックゲインは、LMS アルゴリズムでリファレンス信号をエラー信号としたときのフィルタ係数によって求まる。式 (5.4.3) の右辺 x を e に置き換えればよいと考えられるが、確認のため、「3.3.2.1　LMS アルゴリズム」で示した通常のフィルタ係数を求める方法で、新制御手法のフィルタ係数を求めた。

5.4.3.1　二乗平均誤差

フィルタ係数更新式を導くために、まずエラー信号の二乗平均誤差が最小になる２乗平均誤差εが最小になる条件を求める。二乗平均誤差εは

$$\varepsilon = E\{e^2[n]\}$$

となり、式（5.4.5）から次のようになる

$$\varepsilon = E\{e^2[n]\} = E\{d^2[n]\} - 2E\{d[n]y[n]\} + E\{y^2[n]\} \qquad (5.4.6)$$

となる。式（5.4.6）の各項を求めた。

(1) 第１項

$E\{d^2[n]\}$は外乱と考えられるので一定と定義できる。

よって、 $E(d^2[n]) = C_d$ （一定）とする。

(2)　第２項

$$y[n] = \sum_{i=1}^{N} w_i e[n-i]\} \qquad (5.4.7)$$

なので、

$$E\{d[n]y[n]\} = E\{d[n] \cdot \sum_{i=1}^{N} w_i e[n-i]\} = \sum_{i=1}^{N} w_i E\{d[n]e[n-i]\} \qquad (5.4.8)$$

のように式を変形でき、さらに

$$E\{d[n]e[n-i]\} = p[i] \qquad i = 1,2,\cdots N \qquad (5.4.9)$$

とおくと

$$E\{d[n]y[n]\} = \sum_{i=1}^{N} w_i p[i] \qquad (5.4.10)$$

となる。

(3) 第３項

自己相関関数を、

$$r[j] = E\{e[i]e[i+j]\} \qquad (5.4.11)$$

として定義する。

また、式（5.4.7）から$E\{y^2[n]\}$は、

$$E\{y^2[n]\} = \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N} w_i w_j E\{e[n-i] \cdot e[n-j]\} \qquad (5.4.12)$$

$$= \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N} w_i w_j r[|i-j|] \tag{5.4.13}$$

となる。式（5.4.7）の第 1 項から第 3 項までまとめると

$$\varepsilon = C_d - 2\sum_{i=1}^{N} w_i p[i] + \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N} w_i w_j r[|i-j|] \tag{5.4.14}$$

となる。

$r[|i-j|]$は自己相関関数であり、$i=j$のとき必ず

$r[|i-j|]=r[0]>0$　となるため、 w_i^2 （$i=1,2,\cdot\cdot\cdot N$）を含むεの関数は下凸となり、最小値をもつ。$r[0]$はエラー信号$e[i]$の関数となるため、w_i^2の 2 次関数の最小値が変動する。通常の LMS アルゴリズムと異なるがエラー信号の変動が少なければその変動幅の中で 2 乗平均値εは収束すると考えられる。式 (5.4.14) をw_iで偏微分すると次式が得られる。

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial w_i} = -2p[i] + 2\sum_{j=1}^{N} w_j r[|i-j|] \quad \mathrm{i}=1,2,\cdot\cdot\cdot \mathrm{N} \tag{5.4.15}$$

N元 1 次の方程式を解くことにより、εが最小となる$w_1,\cdot\cdot\cdot,w_N$を求めることができる。

5.4.3.2 最急降下法

次に、最急降下法を用いてフィルタ更新式を求める。n時点で推定された$w_i[n]$（$i=1,2,\cdot\cdot\cdot N$）から、$n+1$時点での$w_i[n+1]$は勾配$\nabla_i[n]$を使って次のように表すことができる。

$$w_i[n+1] = w_i[n] - \mu\nabla_i[n] \quad i=1,2,\cdot\cdot\cdot N \tag{5.4.16}$$

式(5.4.14)から　$\nabla_i[n]$を求めると次式となる。

$$\nabla_i[n] = \frac{\partial \varepsilon[n]}{\partial w_i[n]} = -2p[i] + 2\sum_{j=1}^{N} w_j[n] r[|i-j|] \tag{5.4.17}$$

$$\mathrm{i}=1,2,\cdot\cdot\cdot \mathrm{N}$$

式（5.4.5）を変形して次式を得る。

$$d[n] = y[n] + e[n] = \sum_{j=1}^{N} w_j[n]e[n-j] + e[n] \quad (5.4.18)$$

この両辺に$e[n-i]$をかけて期待値をとる。

$$E\{d[n]e[n-i]\}$$
$$= E\{\sum_{j=1}^{N} w_j[n]e[n-j]e[n-i]\} + E\{e[n]e[n-i]\}$$

$$= \sum_{j=1}^{N} w_j[n]r[|i-j|] + E\{e[n]e[n-i]\} \quad (5.4.19)$$

式（5.4.19）において、式（5.4.9）により$E\{d[n]e[n-i]\}$を$p[i]$に置き換えると

$$p[i] = \sum_{j=1}^{N} w_j[n]r[|i-j|] + E\{e[n]e[n-i]\} \quad (5.4.20)$$

となり、式（5.4.20）を式（5.4.17）に代入すれば

$$\nabla_i[n] = \frac{\partial \varepsilon[n]}{\partial w_i[n]} = -2E\{e[n]e[n-i]\} \quad (5.4.21)$$

となる。

したがって、式（5.4.16）と式（5.4.21）から

$$w_i[n+1] = w_i[n] + 2\mu\{E\{e[n]e[n-i]\} \quad \mathrm{i} = 1,2,\cdots\mathrm{N} \quad (5.4.22)$$

となり、さらに、期待値を求める操作を省略すると

$$w_i[n+1] = w_i[n] + 2\mu e[n]e[n-i] \quad \mathrm{i} = 1,2,\cdots\mathrm{N} \quad (5.4.23)$$

となる。

ところで、従来の LMS アルゴリズムのフィルタ係数は式(5.4.3)であり、式（5.4.23）のフィルタ係数の更新式は、式(5.4.3)右辺の$x[n-i]$を$e[n-i]$、変数iを$i = 0,1,,\cdots N$から$i = 1,2,\cdots N$に置き換えた形となる。

5.4.4　新制御手法と LMS アルゴリズムのシミュレーションによる検討

5.4.4.1　シミュレーションモデル

通常の LMS アルゴリズムと新制御手法をシミュレーションにより比較した。新制御手法に用いたブロック線図を図 5.4.9 に示す。リファレンス信号に複数周波数を用いた LMS アルゴリズムのブロック線図は、図 5.4.2 と同じ図 5.4.10 を用いた。両者とも未知システムの出力 $d[n]$ をサイン波とし、車内音を模擬するためにその周波数を 25, 50, 75,100, 200, 300, 400, 500Hz とした。通常の LMS ア

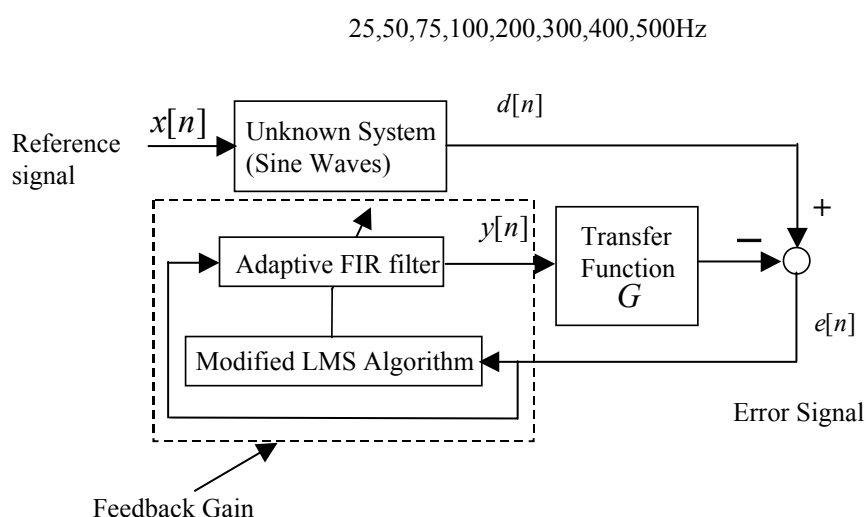



Fig. 5.4.9　新制御手法のシミュレーションモデル

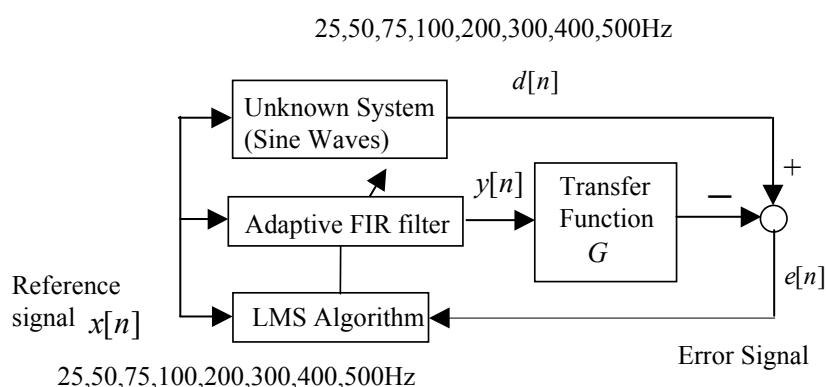



Fig. 5.4.10　LMS アルゴリズムのシミュレーションモデル
（リファレンス信号：複数周波数、Fig.5.4.2 と同じ）

ルゴリズムでリファレンス信号を同じく 25, 50, 75,100, 200, 300, 400, 500Hz とした。また、「5.4.1　LMS アルゴリズムのリファレンス信号に関する検討」で述べた同じ理由で $G=1$ とした。タップ数 500、ステップサイズパラメータ 3E-6 でシミュレーションを行った。

5.4.4.2　新制御手法と LMS アルゴリズムのシミュレーション結果[12]

従来の LMS アルゴリズムと新制御手法に関して、両者の比較を行うシミュレーションを行った。その結果を図 5.4.11、図 5.4.12 に示す。

新制御手法のシミュレーション結果では、25～500Hz の各周波数で一律約 12dB の低減があり、広い周波数帯で低減効果があることを確認した。一方、従来の LMS アルゴリズムによる方法でリファレンス信号とする 25～500Hz の成分は 30dB 以上低減する。

新制御手法は従来の LMS アルゴリズムにおけるリファレンス信号に相当する信号が、エラー信号に置き換わったものである。そのため、エラー信号の周波数成分がフィルタ係数の計算に反映されるため、エラー信号の周波数成分を低減できると考えられる。

但し、新制御手法では、LMS アルゴリズムよりエラー信号の低減量が少ない。これは、エラー信号を使ってフィードバックゲインを最適化するとき、修正した LMS アルゴリズムでは、エラー信号が小さくなりすぎるとフィードバックゲインも小さくなり、エラー信号は大きくなろうとするが、結果的にあるレベルでバランスし落ち着くと推定される。一方、LMS アルゴリズムでは、エラー信号が低減されてもリファレンス信号は影響を受けないため、安定した制御ができエラー信号の低減は大きいと考えられる。

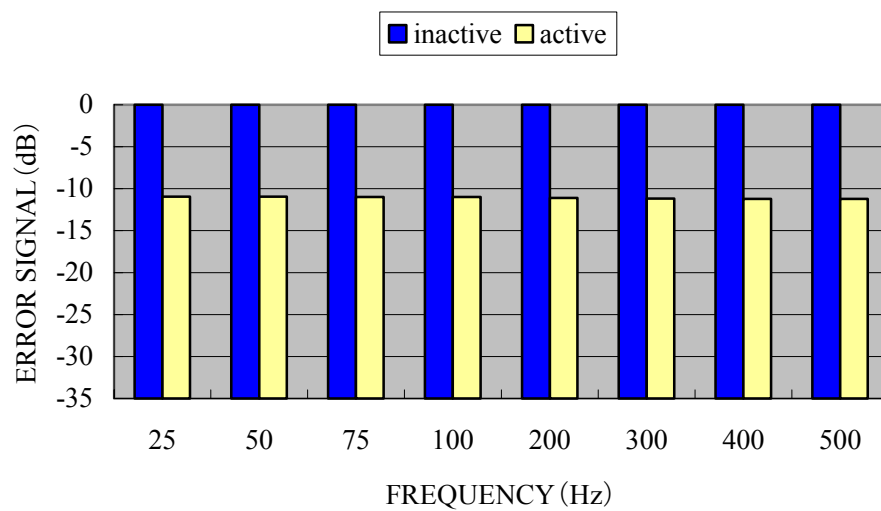



Fig.5.4.11　　新制御手法のシミュレーション結果

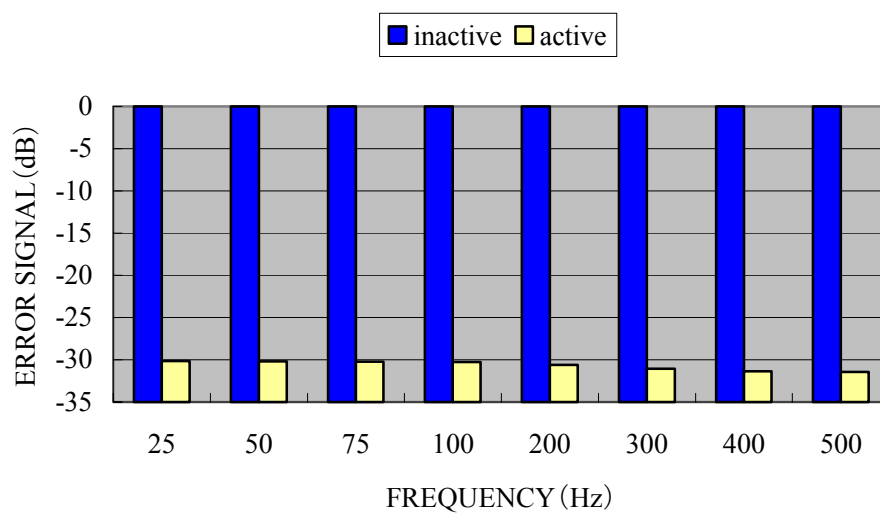



Fig.5.4.12　　LMS アルゴリズムにおいて複数のリファレンスを使った場合のシミュレーション結果（Fig.5.4.5 と同じ）

5.5　シミュレーションによる応答性、低減量、安定性に関する検討

5.5.1　タップ数、ステップサイズパラメータに着目したシミュレーション

新制御手法（フィードバック型適応制御）と従来の LMS アルゴリズムとの応答性、低減量の比較をタップ数、ステップサイズパラメータについて行い、そのときのフィルタ係数を求め考察を行い、制御が発散する臨界ステップサイズパラメータについても比較を行った。これにより新制御手法の特徴を把握した。シミュレーションで用いたパラメータ、検討内容を表 5.5.1 に示す。

Table5.5.1　シミュレーション内容

制御手法	エラー信号	リファレンス信号	パラメータ	検討内容
ＬＭＳアルゴリズム	単一周波数（25Hz）	25Hz	タップ数、 ステップサイズパラメータ	応答性、低減量、 フィルタ係数
新制御手法	単一周波数（25Hz）		タップ数、 ステップサイズパラメータ	応答性、低減量、 フィルタ係数
新制御手法	複数周波数		タップ数	応答性、低減量、 フィルタ係数
ＬＭＳアルゴリズム	単一周波数（25Hz）	25Hz	タップ数	臨界ステップサイズ パラメータ
新制御手法	単一周波数（25Hz）		タップ数	臨界ステップサイズ パラメータ
ＬＭＳアルゴリズム	複数周波数	複数周波数	タップ数	臨界ステップサイズ パラメータ
新制御手法	複数周波数		タップ数	臨界ステップサイズ パラメータ

5.5.1.1　応答性、低減量の比較

未知の伝達関数の出力が単一周波数の場合について、新制御手法と LMS アルゴリズムの比較を行った。図 5.4.1, 図 5.4.9 における未知システムの出力及びリファレンス信号を 25Hz の単一周波数とし、サンプリング周波数を 2.5kHz とした。このときの LMS アルゴリズムと新制御手法の低減量と応答性の比較を行った。図 5.5.1 の上段は制御なしのエラー信号、中段は、タップ数 2000、ステップサイズパラメータ 1E-7 での LMS アルゴリズム、下段は新制御手法の制御あり

でのエラー信号の応答を示す。

LMS アルゴリズムでは、非常に応答が速く信号が低減するのに対し、新制御手法では、LMS アルゴリズムに対して低減量も少なく応答性が悪いことがわかる。次に、この現象について、フィルタ係数の変化に着目して考察を行った。

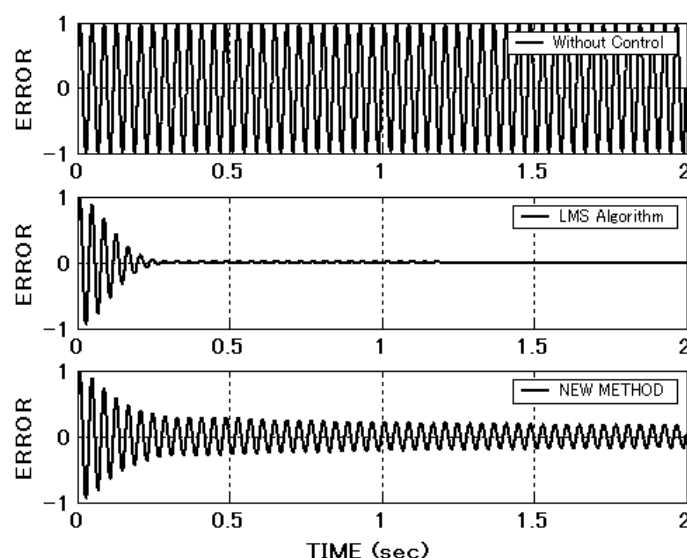



Fig.5.5.1　新制御手法と LMS アルゴリズムの応答（エラー信号 25Hz）

5.5.1.2　LMS アルゴリズムによるタップ数、ステップサイズパラメータに関する検討

LMS ルゴルゴリズムでタップ数とステップサイズパラメータに関する両制御手法の低減量についてフィルタ係数を用いて検討を行った。まず、ステップサイズパラメータ 1E-7 でのタップ数違い 500,1000,2000 のエラー信号と制御後 2 秒間のフィルタ係数を図 5.5.2、図 5.5.3 に示す。図 5.5.2 では、どのタップ数でも低減量は大きく大差はないが、タップ数を増やすほどエラー信号の収束は速

くなる傾向となる。タップ数 2000 に着目するとサイン波状のフィルタ係数は、タップ番号とともに減少し、タップ数が終わりのところでは 0 に漸近することがわかる。つまり、フィルタ係数が 0 の場合、フィルタ出力は 0 になるので、タップ数としてはフィルタ係数が 0 に漸近するまでのタップ数で十分であると

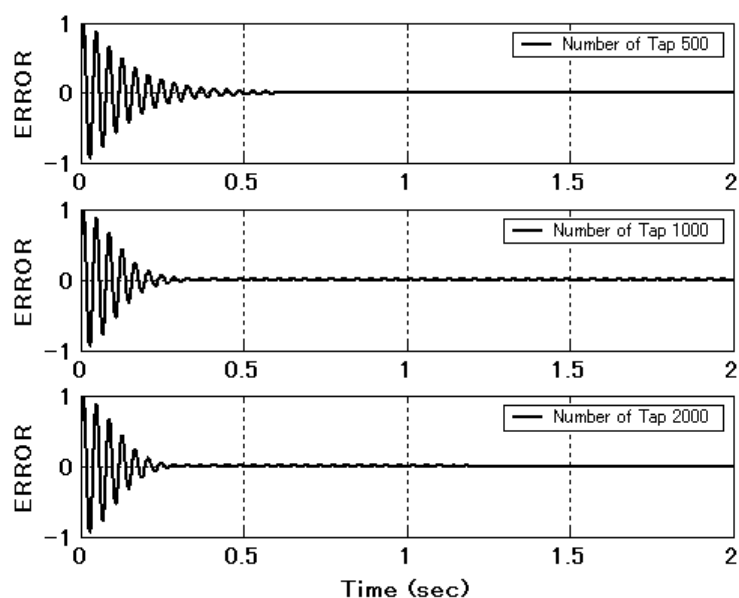



Fig. 5.5.2 タップ数違いでの応答(LMS アルゴリズム)

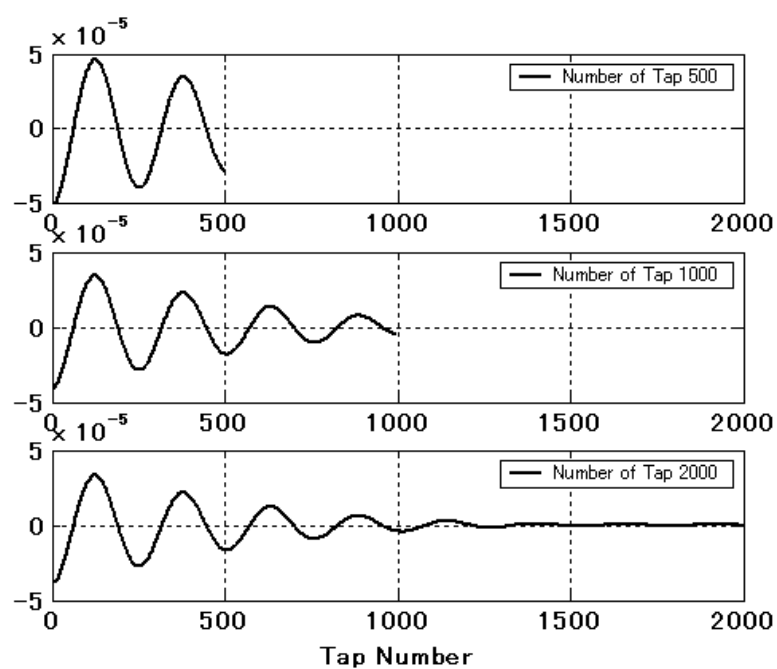



Fig. 5.5.3　タップ数違いでのフィルタ係数(LMS アルゴズリム)

考えられる。（図 5.5.3　参照）

また、このフィルタ係数のサイン波は、エラー信号と同じ 25Hz である。一方、タップ数 500 の場合はフィルタ係数が 0 に漸近しない波形となり、エラー信号の収束が遅くなると考えらえる。これは、タップ数が少ないと畳み込み積分により十分にエラー信号を同定できないためと考えられる。

次に、タップ数 2000 でのステップサイズパラメータについて検討する。図 5.5.4、図 5.5.5 はステップサイズパラメータ 1E-5、1E-7、1E-8 についてのエラー信号とフィルタ係数を示す。

ステップサイズパラメータを大きくとると発散しやすくなる反面、収束が速くなり低減量も大きくなることが知られているが、図 5.5.4 ではステップサイズパラメータを大きくするとエラー信号の収束が速くなり、図 5.5.5 ではステップサイズパラメータを大きくするに従い、少ないタップ番号でフィルタ係数は 0 に漸近する傾向である。

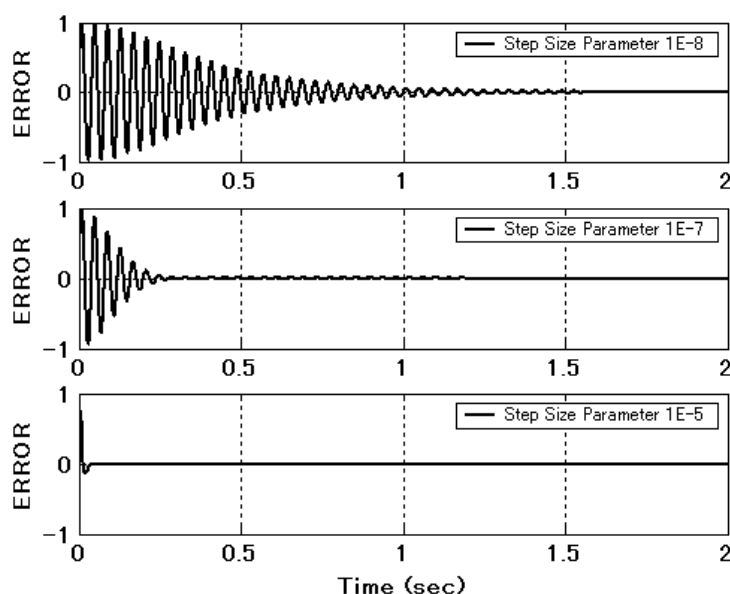



Fig. 5.5.4　ステップサイズパラメータ違いでの応答(LMS アルゴリズム）

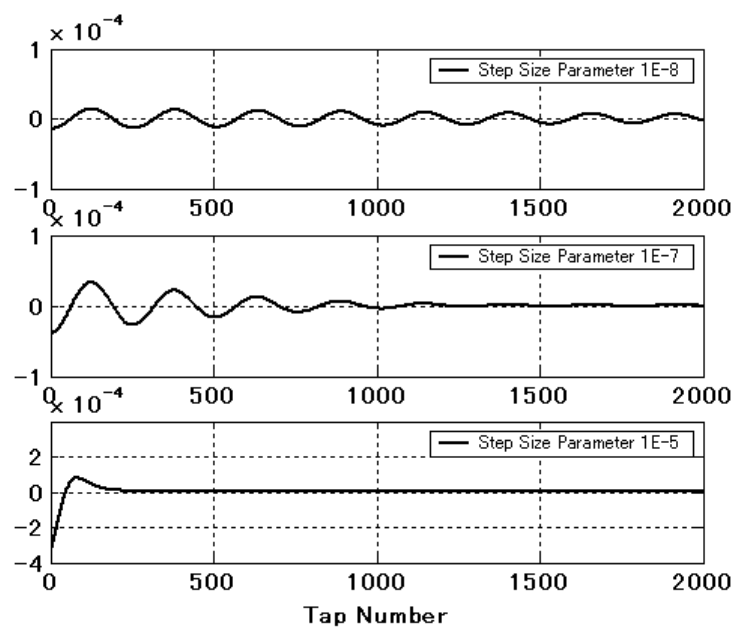



Fig.5.5.5　ステップサイズパラメータ違いでのフィルタ係数(LMS アルゴリズム)

5.5.1.3　新制御手法によるタップ数に関する検討

前述のようにエラー信号が単一周波数の場合、LMS アルゴリズムによる制御について示した。それと比較するために、本研究で提案する新制御手法を用いたシミュレーションを行った。タップ数を 500,1000,2000、ステップサイズパラ

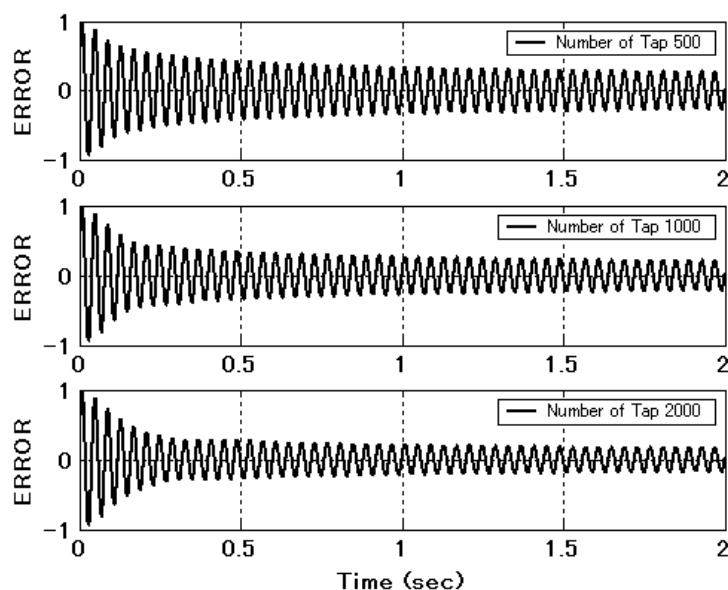



Fig. 5.5.6　　タップ数違いでの応答(新制御手法)

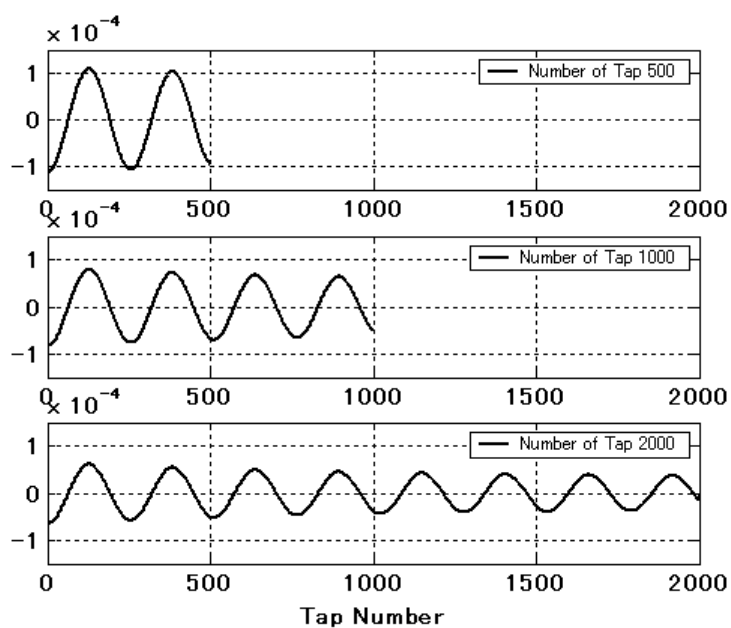



Fig.5.5.7　タップ数違いでのフィルタ係数(新制御手法)

メータを 1 E-7 としたときのエラー信号とフィルタ係数を図 5.5.6、図 5.5.7 に示す。

図 5.5.2、図 5.5.3 の LMS アルゴリズムのシミュレーション結果と比較するとエラー信号は収束が遅く低減量も少ない。フィルタ係数についても徐々に振幅は小さくなるが、2000 までのタップ数では 0 に漸近することはない。それらの低減量を図 5.6.8 に示す。タップ数が大きいほどエラー信号の低減量は大きくなるが、これは、LMS アルゴリズムの場合と同様の傾向である。

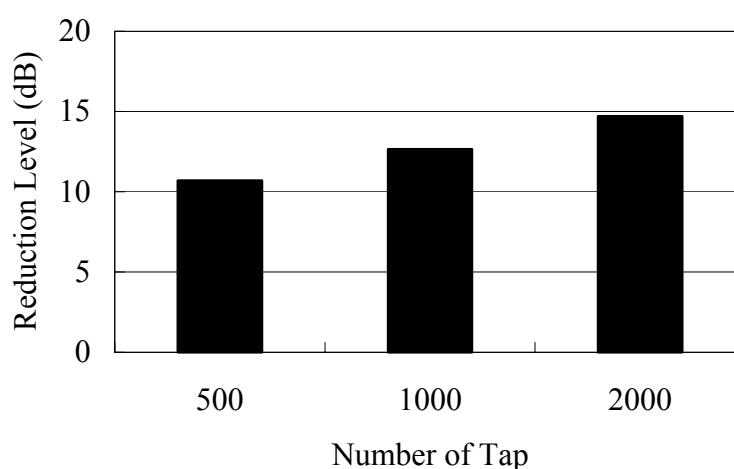



Fig.5.5.8　新制御手法によるエラー信号低減量

5.5.2　エラー信号が複数周波数の場合の新制御手法と **LMS** アルゴリズムの比較

エラー信号を複数周波数として、両制御方法の特性の把握を行った。図 5.5.9 は制御なしのエラー信号である。この信号は同じ振幅の 25Hz、50Hz、75Hz、100Hz、200Hz、300Hz、400Hz、500Hz の周波数成分を含んでいる。図 5.5.10 には、表 5.5.2 に示す仕様での制御によるエラー信号を示す。

Table5.5.2　タップ数とステップサイズパラメータとの組み合わせ

Control Method	Number of Tap	Step sizw parameter
New Control Method	50, 1000, 2000	1.00E-07
LMS Algorithm	2000	1.00E-07

新制御手法に関する制御結果については、エラー信号が単一周波数の場合と同様にタップ数のほうが多いほうが低減量も大きい。また、各周波数の低減量はほぼ同じとなる。（図 5.5.11 参照）このとき、フィルタ係数も単一周波数のときのようにタップ数とともに、フィルタ係数は小さくなるが、減衰の仕方は小さい。（図 5.5.12 参照）一方、リファレンス信号に各エラー信号の周波数を含む LMS

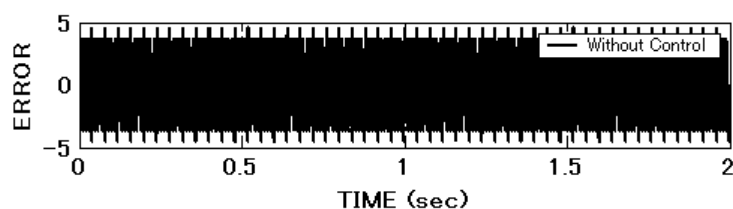



Fig.5.5.9　　　　制御なしのエラー信号

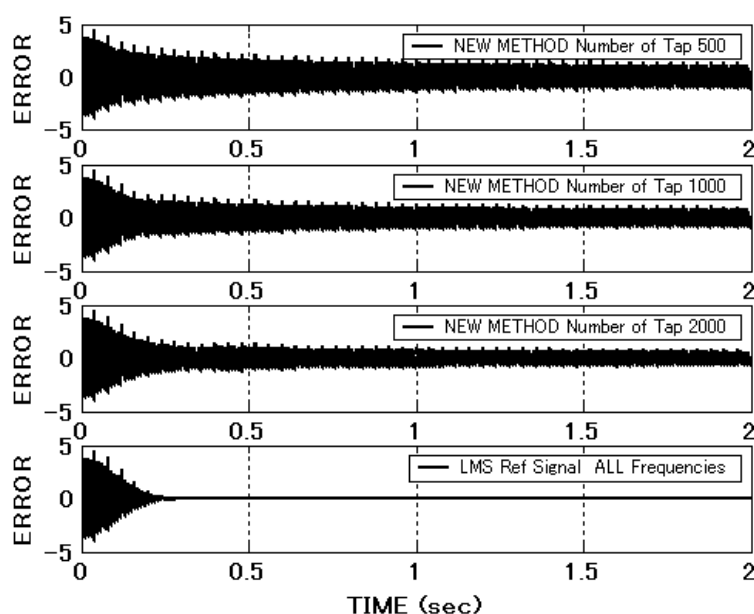



Fig.5.5.10　タップ数違いの新制御手法と LMS アルゴリズムによる制御結果

アルゴリズムでは、各周波数とも 300dB を超える低減量となる。しかし、実用的には、リファレンス信号にエラー信号の周波数成分を多く設定することは困難であり、新制御手法のようにリファレンス信号を必要としないで、ある程度幅広い周波数領域の成分を低減できる手法のほうが実用的と考えられる。

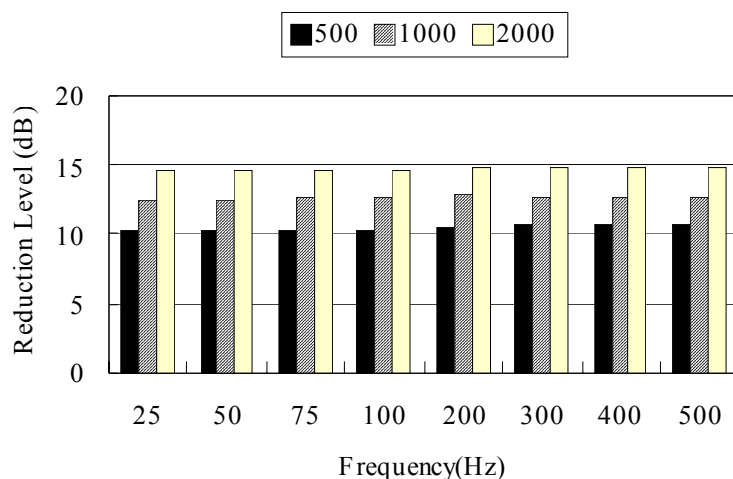



Fig.5.5.11　タップ数違いでの低減量(新制御手法)

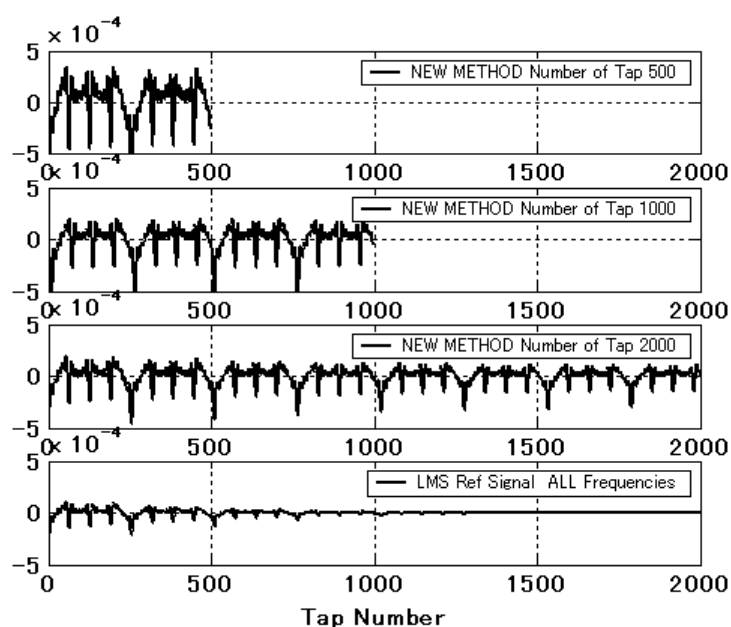



Fig.5.5.12　タップ数違いでのフィルタ係数(新制御手法)

5.5.3　新制御手法と LMS アルゴリズムの安定性に関する比較

新制御手法と LMS アルゴリズムの安定性に関してシミュレーションを行った。タップ数 500,1000,2000 についてステップサイズパラメータを少しずつ大きくしていき、エラー信号が発散するステップサイズパラメータを臨界ステップサイ

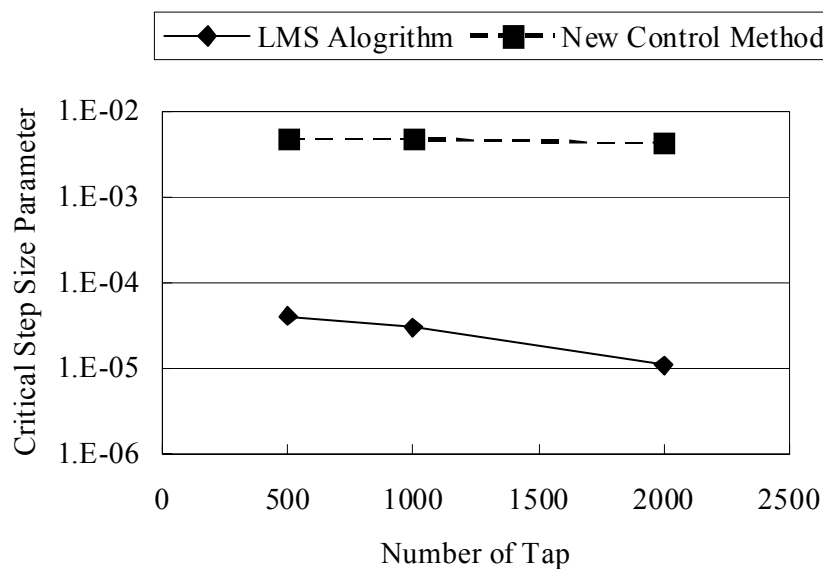



Fig.5.5.13　　臨界ステップサイズパラメータ（リファレンス信号 25 Hz）

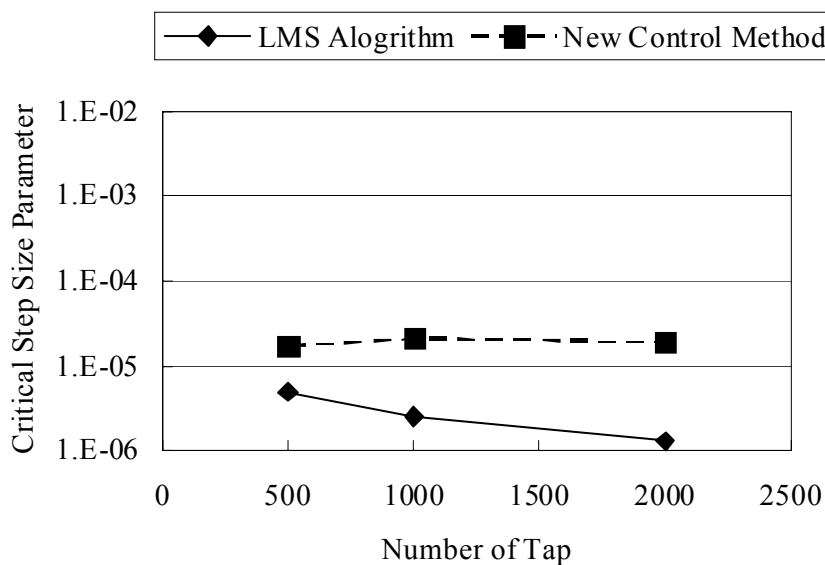



Fig.5.5.14　　臨界ステップサイズパラメータ（リファレンス信号：複数周波数）

ズパラメータと定義して、リファレンス信号が 25Hz の単一周波数の場合と、複数周波数の場合について比較を行った。その各々の結果を図 5.5.13、 図 5.5.14 に示す。これらから新制御手法は LMS アルゴリズムに対して、いずれの場合も臨界ステップサイズパラメータが高く、ステップサイズパラメータに対してロバスト性が高いとがわかる。エラー信号が単一周波数のほうが、複数周波数に比べ、臨界ステップサイズパラメータが高いことがわかった。

5.6　実車試験

5.6.1　実験における新制御手法と LMS アルゴリズムの制御ブロック図

油圧アクティブマウントの車両試験では、LMS アルゴリズムと新制御手法の 2 つの手法を用いた。両者の制御手法を実機でのハードウエアと各制御を関連づけた制御ブロック図を各々図 5.6.1、図 5.6.2 及び図 5.6.3、図 5.6.4 に示す。記号は、表 5.4.1 に従うものとする。
ここで、未知システムの出力 P_d はエンジンからの加振力が及ぼすベローズ内の油圧変動、伝達関数の出力は、ピストンを含むボイスコイルモータが及ぼす油圧変動を示す。そこで相殺された油圧変動にベローズの有効断面積をかけたも

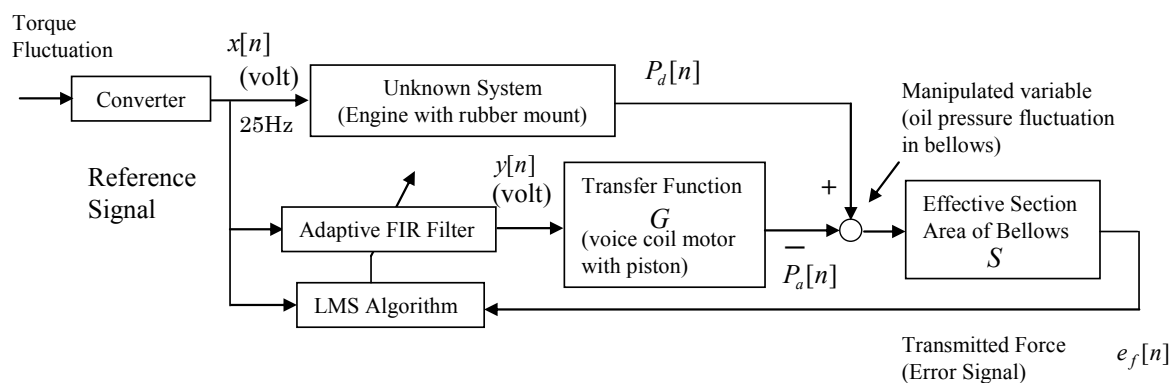



Fig.5.6.1 車両試験での LMS アルゴリズムによるブロック線図

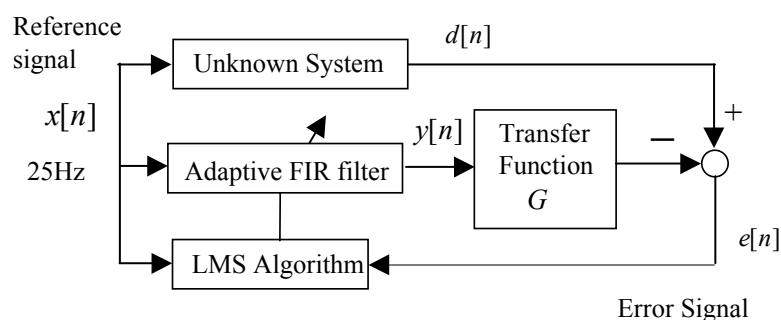



Fig.5.6.2　 LMS アルゴリズムの基本ブロック線図

のが伝達力(エラー信号）となる。伝達関数Gは、ピストンとボイスコイルモータのアセンブリである。その入力はボイスコイルモータへの印加電圧、出力は、ベローズ内の油圧変動となる。

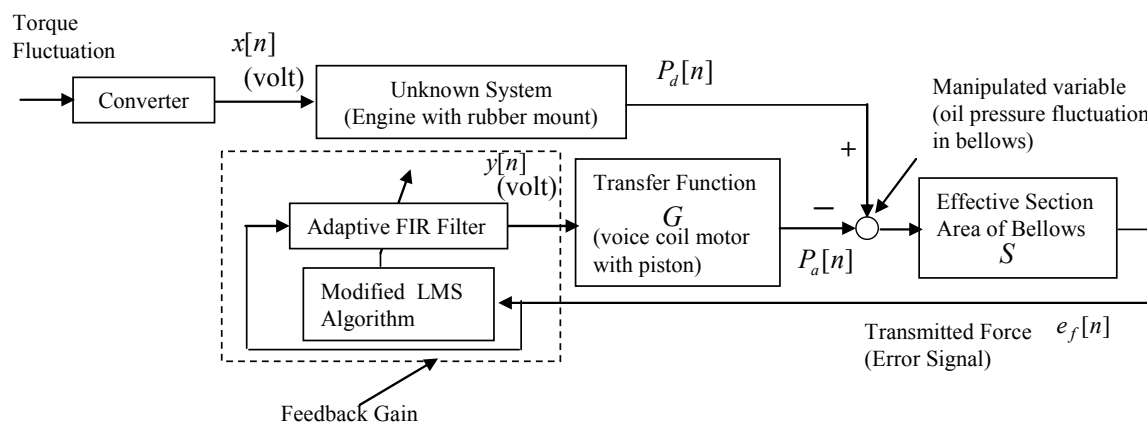



Fig.5.6.3　車両試験での新制御手法によるブロック線図

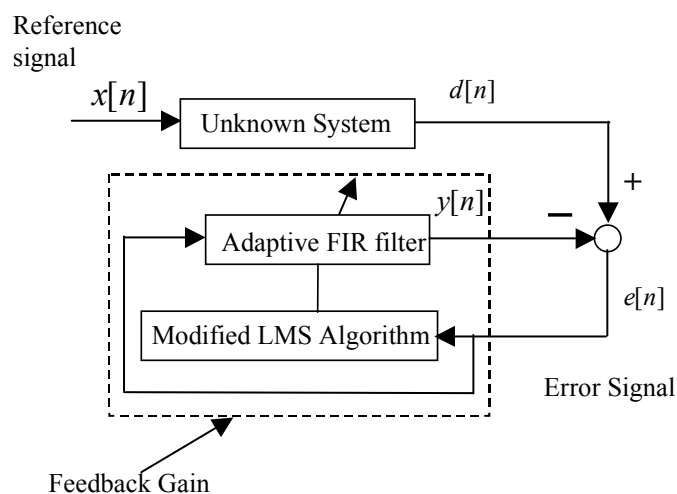



Fig.5.6.4　新制御手法の基本ブロック線図

5.6.2　試験結果

LMS アルゴリズムと新制御手法により制御を行った場合の比較を行った。LMS アルゴリズムにおけるリファレンス信号は、エンジンのカムパルスからエンジン２回転に１回のパルスをトリガーとしたエンジン回転 2 次成分のサイン波とした。両制御手法のサンプリング時間は 1msec,タップ数は 2000、ステップサイズパラメータは 3E-6 とした。計測項目は、左右側フロントマウント～フレーム上下方向の伝達力と運転席右側のシートレール先端上下方向の振動、車内音とした。運転条件は、アイドル 720～800rpm とした。

5.6.2.1　マウント～フレームの伝達力

カムパルスから生成したサイン波をリファレンス信号とした LMS アルゴリズムと本手法の新制御手法による適応制御有無の右マウント～フレームの伝達力を図 5.6.3､図 5.6.4 ､新制御手法による左マウントの伝達力を図 5.6.5 に示す。LMS アルゴリズムによる手法はエンジン回転 2 次の約 25Hz の成分しか低減しないが、新制御手法では、エンジン回転 2 次成分だけでなく、200～500Hz で低

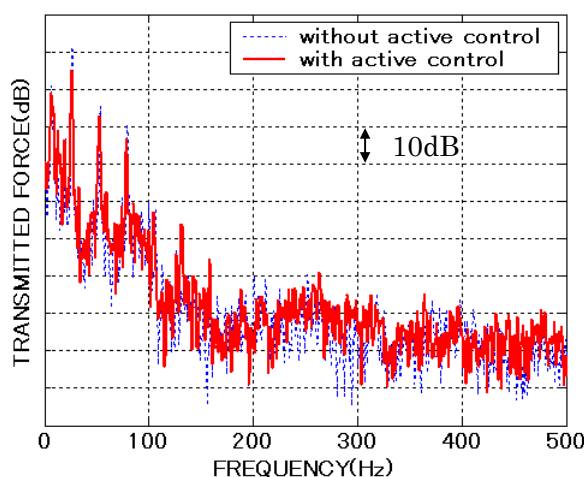



Fig5.6.3　LMS アルゴリズムによる右マウント伝達力

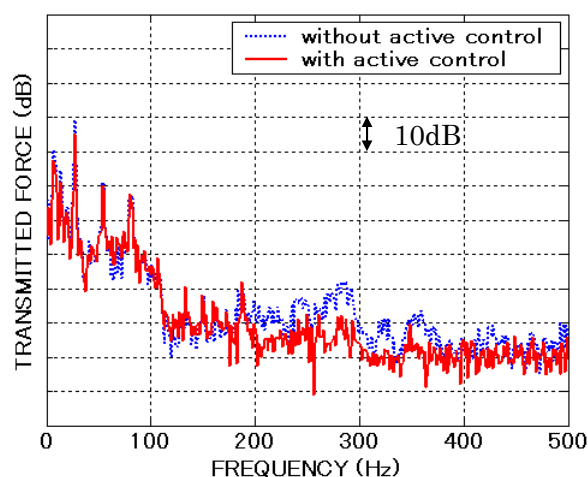



Fig.5.6.4　新制御手法による右マウント伝達力

減が見られる。

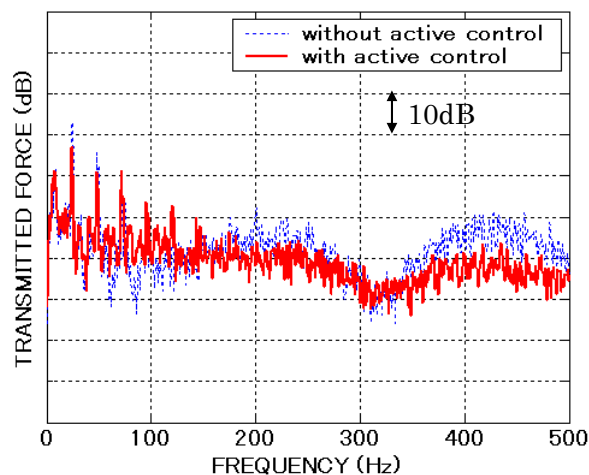



Fig.5.6.5　新制御手法による左マウント伝達力

5.6.2.2　シートレール振動

車室内振動として、運転席のシートレール右側先端上下方向の振動を計測した。

従来の LMS アルゴリズムによる手法と新制御手法による適応制御有無のシートレール振動を図 5.6.6、図 5.6.7 に示す。伝達力の場合と同様に、LMS アルゴリズムによる手法は、エンジン回転 2 次成分のみしか低減せず、新制御手法

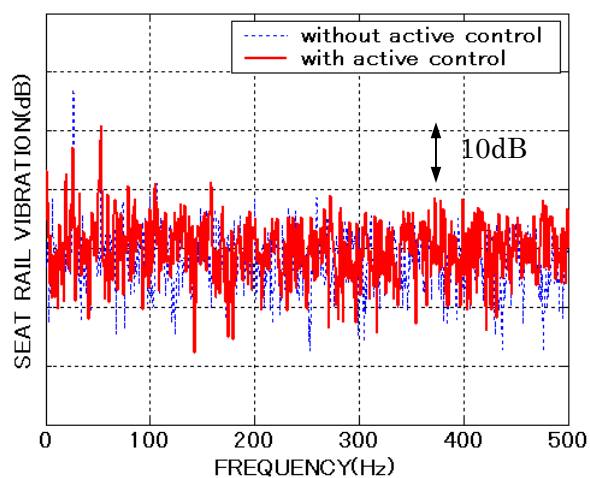



Fig5.6.6　LMS アルゴリズムによる
シートレール振動

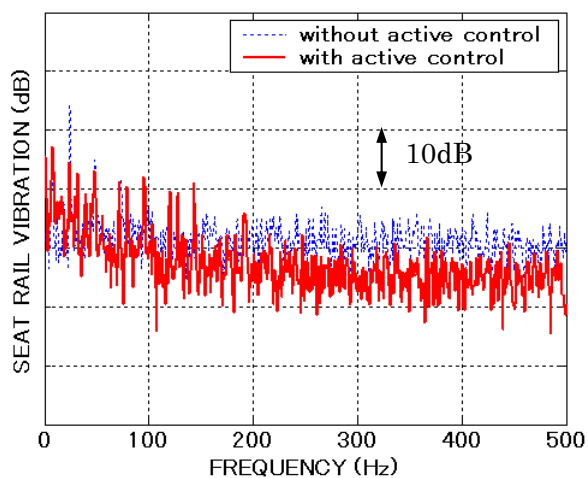



Fig.5.6.7　新制御手法による
シートレール振動

は、エンジン回転 2 次成分だけではなく、200～500Hz の幅の広い周波数帯域で各成分が低減する。

5.6.2.3　車内音

図 5.6.8、図 5.6.9 に両制御手法による制御有無の車内音の周波数分析を示す。LMS アルゴリズムでは、エンジン回転２次成分の約 25Hz の成分しか低減できていないが、新制御手法では、エンジン回転２次成分だけでなく。200Hz 以上の周波数領域においても低減していることが確認できる。
この例では、約 5dB の低減となり、オーバーオール低減のため、本制御手法は有効であるといえる。

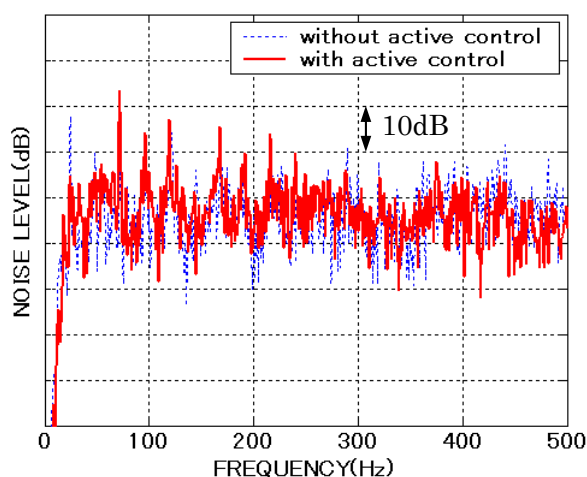
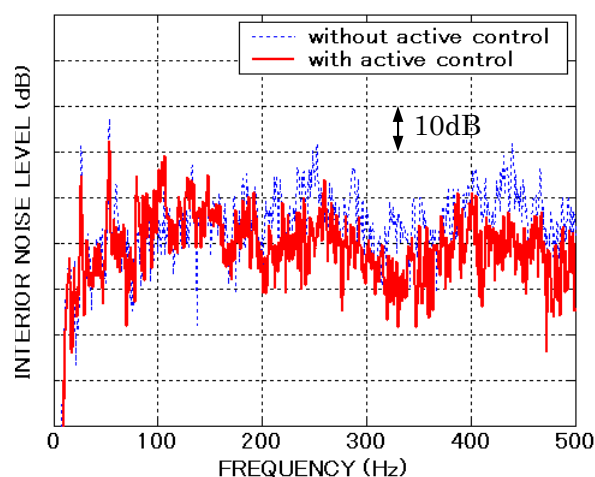



Fig5.6.8　LMS アルゴリズムによる車内音　　Fig.5.6.9　新制御手法による車内音

5.7　新制御手法により高周波領域の成分が低減する理由に関する考察

　LMS アルゴリズムと新制御手法によるシミュレーション、実車試験のマウント～フレームまでの伝達力、シートレール振動、車内音について解析を行った。シミュレーション、実車試験とも LMS アルゴリズムではリファレンス信号の周波数のみの低減にとどまるのに対して、新制御手法では、LMS アルゴリズムに比較してリファレンス信号に対応する周波数では低減量が少ないものの幅広い周波数で低減することを確認した。

新制御手法は、LMS アルゴリズムにおいて、リファレンス信号をエラー信号に置き換えたものである。LMS アルゴリズムはリファレンス信号の周波数成分を低減する制御手法であることから、新制御手法では、リファレンス信号がエラー信号のすべての周波数を含むので、すべての周波数について低減できることになる。

但し、新制御手法は、LMS アルゴリズムのように大きい低減はない。これは、リファレンス信号がエラー信号であるため、エラー信号を低減するとリファレンス信号がゼロに近くなり、制御不能となるため、エラー信号がある程度低減したところで安定するものと考えられる。

5.8　結論

１．油圧アクティブマウントをフロントマウント部 2 箇所に車載し、本研究の幅広い周波数帯で振動騒音を低減する新制御手法と従来手法である LMS アルゴリズムの二つの制御手法を用い車両においてアイドルの運転条件で実験しその理論と効果を研究した。

２．本研究の新制御手法におけるフィードバックゲインの最適化には、リファレンス信号にエラー信号を用いる LMS アルゴリズムを修正した手法を用いた。

３．本研究の新制御手法と単一周波数をリファレンス信号とする従来の LMS アルゴリズムによる方法をシミュレーションで比較した。新制御手法では LMS アルゴリズムより低減量が小さいが、幅広い周波数域で信号が低減することを確認した。
LMS アルゴリズムでは、タップ数が大きいほどあるいは、ステップサイズパラメータが大きいほどフィルタ係数がゼロに漸近する傾向にあるが、本研究の方法ではゼロに漸近せず、周期的な波形となる。

４．新制御手法と単一周波数をリファレンス信号とする従来の LMS アルゴリズムによる方法を車両試験で比較した。
アイドルでのマウント～フレームの伝達力、シートレール振動、車内音について、LMS アルゴリズムでは、リファレンス信号の約 25Hz の成分しか低減できなかったのに対し、新制御手法では、約 25Hz の成分だけではなく、200～500Hz の成分も低減できたことを把握した。

参考文献

(1) いすゞ自動車㈱国内サービス部,'98.5 型 BIGHORN（UBS 型）新型車解説書,(1998)

(2) 松本淳,リニアガイドの特性解析,NSK Technical Journal No.676,p33-41 (2003)

(3) K.Aoki, K.Shikata, Y.Hyoudo, T.Hirade,T.Ihara:Application of an active control mount (ACM) for improved diesel engine vehicle quietness, SAE Transactions, Vol. 108, 1999-01-0832 (1999)

(4) Toshiyuki Shibayama, Kimio Itoh, Toshiyuki Gami, Takeshi Oku, Zenji Nakajima, Akinori Ichikawa, : Active Engine Mount for a Large Amplitude of Idling Vibration, SAE Transactions, Vol. 104, 951298 (1995)

(5) 井上敏郎,高橋彰,箕輪聡,佐野久：エンジンこもり音低減のためのアクティブ騒音制御システムの開発,Honda R&D Technical Review,Vol.15 No.2(2003),p201-208

(6) Toshio Inoue, Akira Takahashi, Hisashi Sano, Masahide Onishi, Yoshio Nakamura, NV countermeasure technology for a cylinder-on-demand engine~Development of active booming noise control system applying adaptive notch filter, SAE Technical Paper, 03-08-2004(2004)

(7) サイモン・ヘイキン,適応フィルタ入門,現代工学社,(2003)

(8)三上直樹,Ｃ言語によるディジタル信号処理入門,(2006),p125-p135,ＣＱ出版

(9)Bernard Widraw,ADAPTIVE SIGNAL PROCESSING,(1985),p99-140, PRENTICE HALL

(10) 長松昭男,音・振動のモード解析と制御,(1996),p186-254,コロナ社

(11) 道野隆二, 田尾祐一, 井上鉄平, 水本郁朗, 岩井善太,高次相対次数を有する非線形時変システムに対するハイゲインロバスト適応出力フィ-ドバック制御 , 適応学習制御シンポジウム資料,Vol.3(2003.03.13), p51-54

(12) 水本郁朗, 公文誠, 岩井善太, 道野隆二, 田尾祐一,高次相対次数を有する非線形時変システムに対するハイゲイン適応出力フィ-ドバック制御,計測自動制御学会論文集,Vol.40 No.10 (2004.10.31) , p1014-1023

(13) 高橋将徳, 水本郁朗, 岩井善太,次数未知の多入出力系に対する適応出力フ

ィ-ドバック制御系構成法,計測自動制御学会論文集, Vol.33 No.5 (1997.05),p359-367

(14) 大山英明, 前田太郎, 谷江和雄, 舘すすむ,人間の手先位置制御についての一考察　出力フィ-ドバック型逆モデル,電子情報通信学会技術研究報告,Vol.91 No.302(NC91 48-64) (1991.10.28), p59-66

(15) 水本郁朗, 公文誠, 岩井善太, 道野隆二,線形システムに対する 1 ステップバックステッピングによる適応出力フィ-ドバック制御系設計 ,計測自動制御学会論文集,Vol.41 No.10(2005.10.31), p829-837

(16) 大平聡, 水本郁朗, 公文誠, 岩井善太,多入出力系に対するマルチレ-トサンプリングを用いたロバスト適応出力フィ-ドバック制御(第 2 報,クレ-ン･台車系への適用),日本機械学会論文集 C, Vol.73 No.731 (2007.07.25),p2049-2056

(17) 大平聡, 水本郁朗, 公文誠, 岩井善太,神澤龍市,多入出力系に対するマルチレ-トサンプリングを用いたロバスト適応出力フィ-ドバック制御(第 1 報,制御系設計および安定性解析）,日本機械学会論文集 C,Vol.173 No.727(2007), p685-592

(18) 岩井善太, 水本郁朗, 足立克己,定数出力フィ-ドバックによるモデル出力追従制御とその寄生要素に対するロバスト性, 計測自動制御学会論文集 ,Vol.30 No.1 (1994.01) , p31-38

(19) 岩井善太,適応制御におけるニュ-トレンド単純適応制御(SAC) ,計測と制御 Vol.35 No.6 (1996.06) ,p409-413

(20) 野波健蔵,MATLAB による制御理論の基礎,(1999),東京電機大学出版

第 6 章

製品への適用検討

6.1　緒言

第 3 章での基礎試験、第 5 章での車両試験では、いずれも油圧アクティブマウントを直立させて用いている。しかし、市販されている車両のエンジンマウントは必ずしも直立した状態のものばかりだけではない。これは、エンジンマウントはトルクロール軸を考慮して配置するためである。(1) そこで、油圧アクティブマウントの実際への適用範囲を広げるための油圧アクティブマウントの搭載状態に着目して検討を行った。

まず、油圧アクティブマウントの搭載状態について検討した。供試車両に搭載されているエンジンのフロントマウントの正規仕様は、傾斜マウントである。第 1 章で述べたように電磁式アクティブマウントは、液体封入式マウントを基本として造られており、マウントを傾斜させると主室と副室の間に配置されているオリフィスの液の流れが悪くなるため、傾斜状態で使うことが難しい。したがって、直立状態で使われることが多い。そこで、油圧アクティブマウントを傾斜状態で試験してその伝達力低減効果を確認できれば、車両における設計自由度が広がり、その意義は大きい。したがって、傾斜状態での適応制御試験をベンチ試験で行い、油圧アクティブマウントのブラケットと土台間の伝達力低減効果を確認した。
また、基礎試験装置でアイドル相当の周波数領域で消費電流をベンチ試験においても計測した。
次に、油圧アクティブマウントの搭載性の自由度を広げるために、そのハウジングの形状をＬ字型として、基礎試験装置でその油圧アクティブマウントと土台間の伝達力低減効果を確認した。

6.2　油圧アクティブマウントの傾斜マウントへの適用 (2)

6.2.1　傾斜油圧アクティブマウントの概略

従来の液体封入式マウントと組み合わせたアクティブマウントでは直立姿勢でしか、性能が発揮できないものであった。そのブレイクスルー技術として、本研究で開発した油圧アクティブマウントを傾斜マウントとして約 3 リッターのディーゼルエンジンに適用してその性能把握のため実験を行った。そのエンジン仕様を表 6.2.1 に示す。

Table6.2.1　エンジン仕様

Type of Engine	DI Diesel
Number of Cylinder	in-line 4
Displacement	2999　cc
Bore & Stroke	ϕ 95.4×104.9

図 6.2.1 に油圧アクティブマウントを傾斜させた状態でエンジンに取り付けたときの配置を示す。図 6.2.2 に同内容の写真、図 6.2.3、図 6.2.4 にエンジンに取り付けた状態での油圧アクティブマウントを示す。

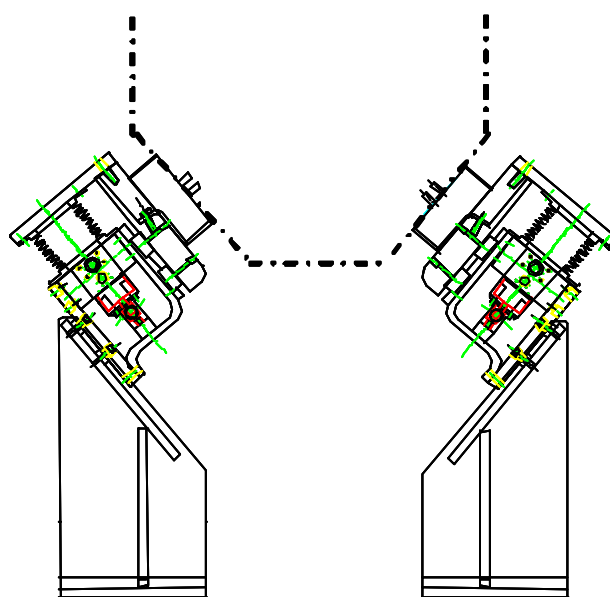



Fig.6.2.1　油圧アクティブマウントでのエンジンでの配置

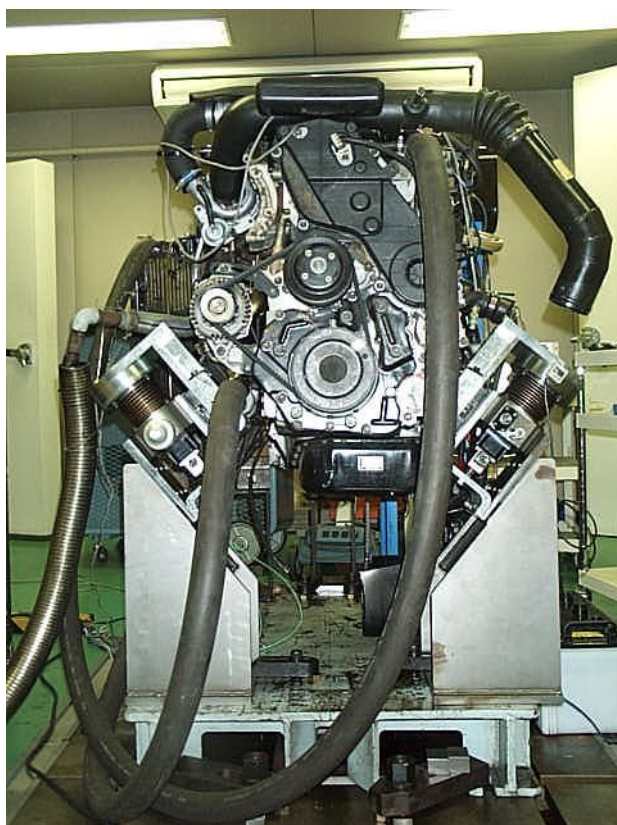



Fig.6.2.2　　油圧アクティブマウントを取り付けたエンジンセットアップ

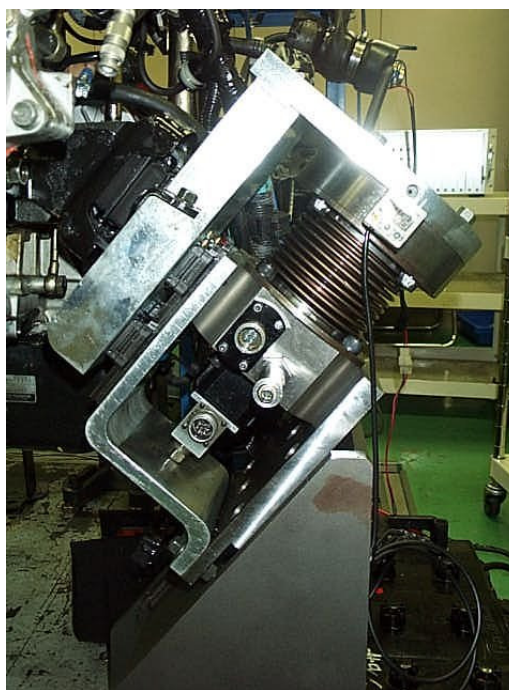



Fig.6.2.3
油圧アクティブマウント（右側、前方）

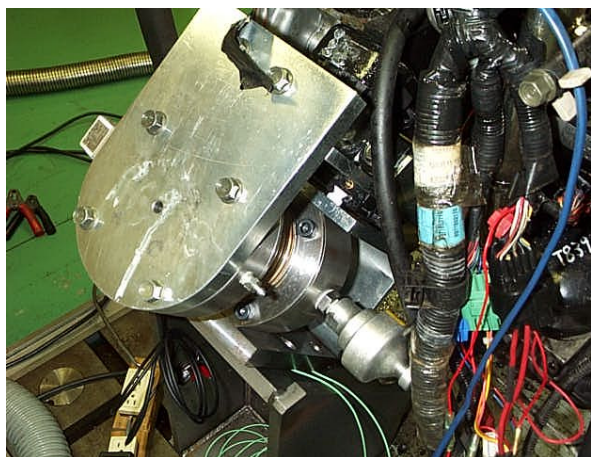



Fig.6.2.4
油圧アクティブマウント（左側）

図 6.2.5 に傾斜型油圧アクティブマウント構成図を示す。

構成としては、エンジンにラバーマウントをブラケットで固定し、ラバーマウント下部ブラケットとベローズ上部プレートをＬ字型ブラケットで固定した。

さらに、Ｌ字型ブラケットとハウジングに固定されたブラケットの間には、相

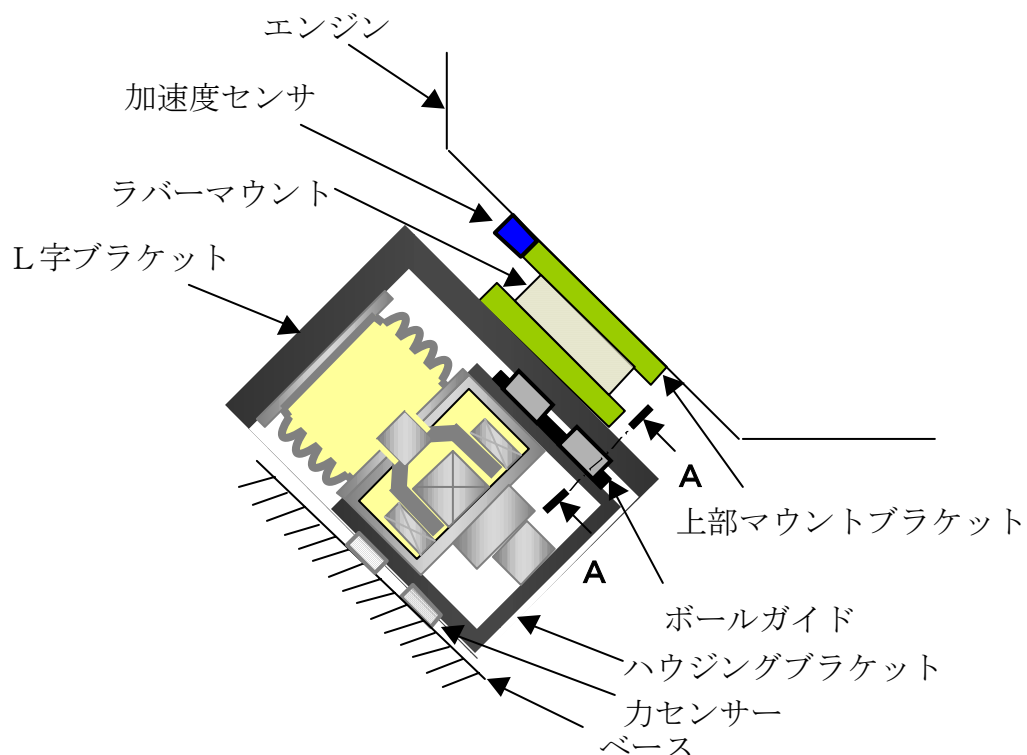



Fig.6.2.5　傾斜状態での油圧アクティブマウント

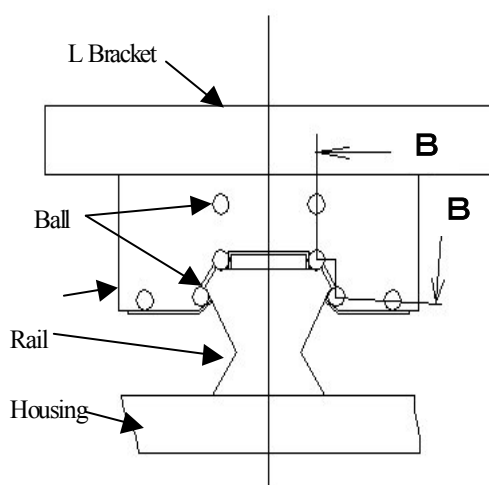



Fig.6.2.6　ボールガイド部
（矢視ＡＡ）

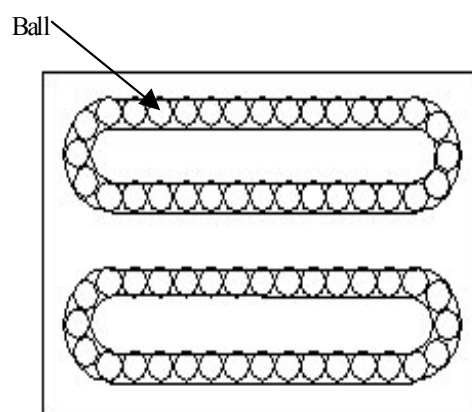



Fig.6.2.7　Fig.6.2.6 のＢＢ断面

対変位を持たせるためにスライド機構としてLM ガイド（THK 製 SR15V)を用いた。（図 6.2.8 参照）ハウジングと土台間には、３軸の力センサを二つ配置した。

次に、スライド機構について説明する。[3] Fig.6.2.6 に、Fig.6.2.5 の矢視 AA を示す。ここで、ボールガイドは４条列である。ブロックとレールは、鋼球によるころがり接触でありブロックには、ベローズ上部プレートとラバーマウントが固定されている。

Fig.6.2.7 に Fig.6.2.6 の断面 BB を示す。鋼球はブロック内を循環している。

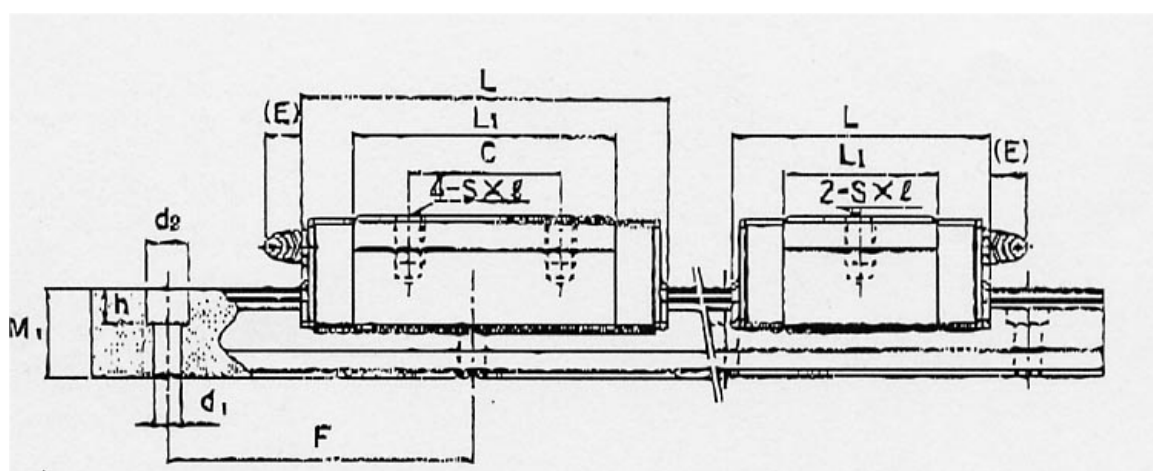



Fig.6.2.8　ＬＭガイド（THK 製 SR15V)

6.2.2　油圧アクティブマウントの仕様

油圧アクティブマウントの仕様を表 6.2.2 に示す。これは､「第 4 章　基礎試験による油圧アクティブマウントの検討」で使用したものと同じである。

Table6.2.2　油圧アクティブマウントの仕様

部品	諸元	仕様
ベローズ	山数	104.5
	外形(mm)	72
	内径(mm)	0.2
	有効面積(cm2)	7
	材質	7
	使用最大圧力(Mpa)	15
	原管肉圧(mm)	SUS304
	有効自由長(mm)	0.2
	ばね定数(N/mm)	4.9
アキュムレータ	封入圧力(Mpa)	32
	容量(cc)	30
ボイスコイルモータ	ピストン径(mm)	454

6.3　実験方法

6.3.1　実験の狙い

エンジン伝達力の制御について、エンジンのトルク変動は、クランク軸中心に作用するため、エンジンから受けるハウジングの下側に固定されたブラケットと土台間の力はその面に直角ではなく、接線方向となる力が伝達力となる。

この実験においての目的は、ハードウエアとしてのアクティブ制御性能の確認であるので制御方法に従来行われている LMS アルゴリズムによる適応制御を用いた。

6.3.2　実験方法

エンジンの運転条件はアイドル約 720rpm で行った。そのときの制御有無での

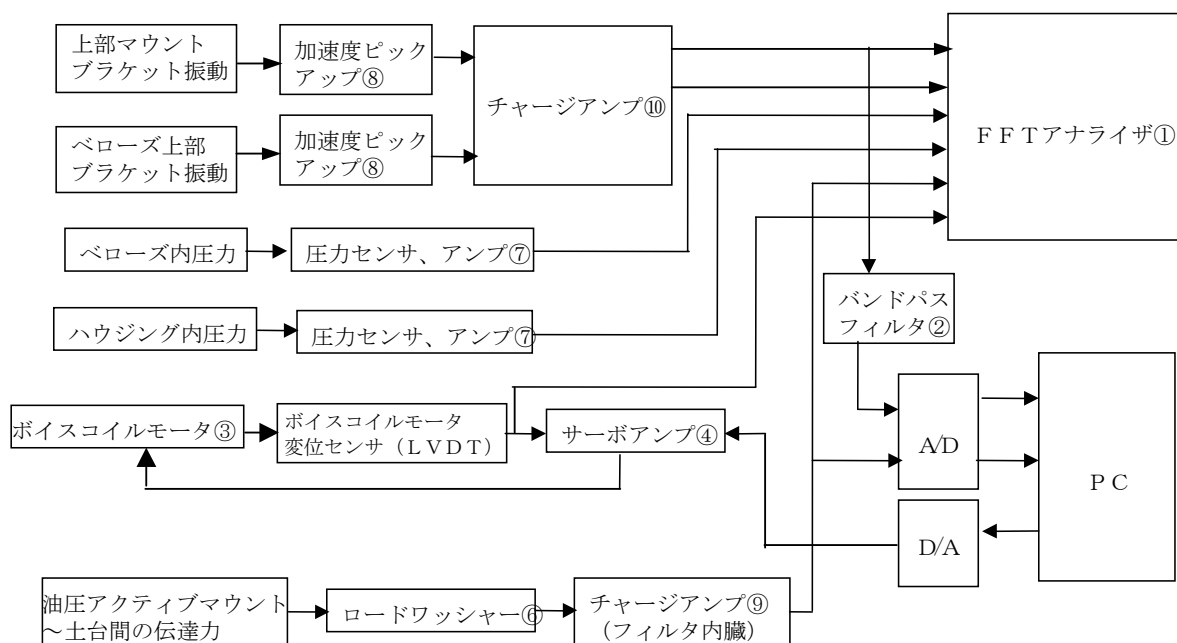



Fig.6.3.1　　　計測概略図

油圧アクティブマウントのマウント伝達力、各部振動、油圧を計測した。
図 6.3.1 に計測概略図、図 6.3.2 にセンサの配置図、付録 D にセンサの仕様を示す。なお、図 6.3.1、図 6.3.2、表 6.3.1 の番号は各々対応している。

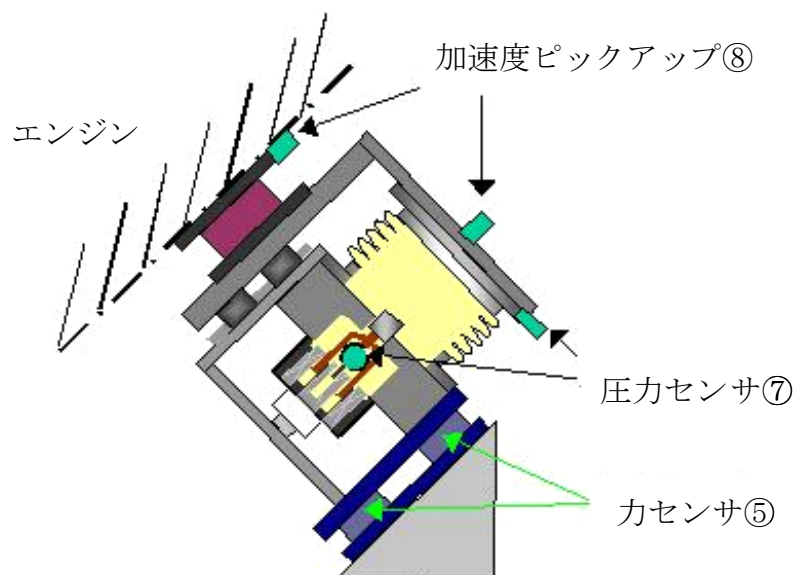



Fig.6.3.2　　センサの配置図

6.3.3　制御方法

table6.3.1

e_f ：伝達力（エラー信号）

G ：伝達関数

n ：時系列データの指標

P_a ：ボイスコイルモータが及ぼすベローズ内の油圧変動

P_d ：エンジン加振力(外乱）が及ぼすベローズ内の油圧変動

S ：ベローズ有効断面積

x ：リファレンス信号

y ：制御系の出力信号

適応制御における同定機構として、LMS アルゴリズムを用いた。制御については、基本的なハウジングブラケットと土台間の伝達力低減性能を把握するので、左右マウントを同時に制御するのではなく、左側のみのマウントの制御を行った。図 6.3.3、図 6.3.4 に実験概略図、制御ブロック図を示す。リファレンス信号に、エンジンのトルク変動波形と対応する左側マウントブラケット振動加速度を用いた。但し燃料噴射量には各気筒でのばらつきがあるため、エンジン回転 0.5 次成分の振動成分がでる場合がある。つまり、アイドル回転数が 720rpm の場合、その爆発 1 次成分となるエンジン回転 2 次成分 24Hz であり、エンジン回転 0.5 次成分は 6 Hz となる。よって、エンジン回転 0.5 次成分の影響を受けないように、マウント振動加速度の信号を 1/3OCT25Hz のバンドパスフィルタに

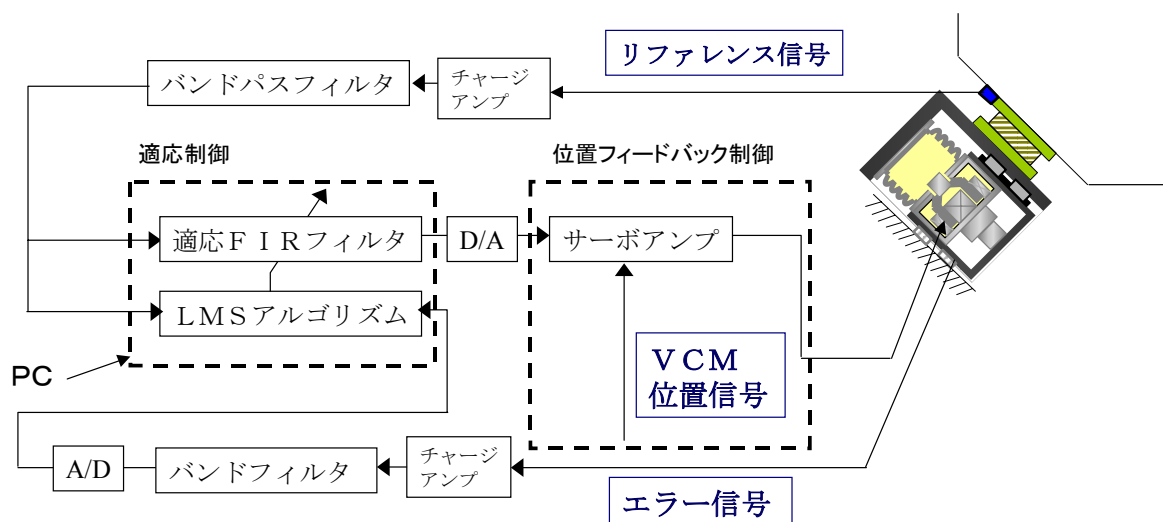



Fig.6.3.3　　実験概略図

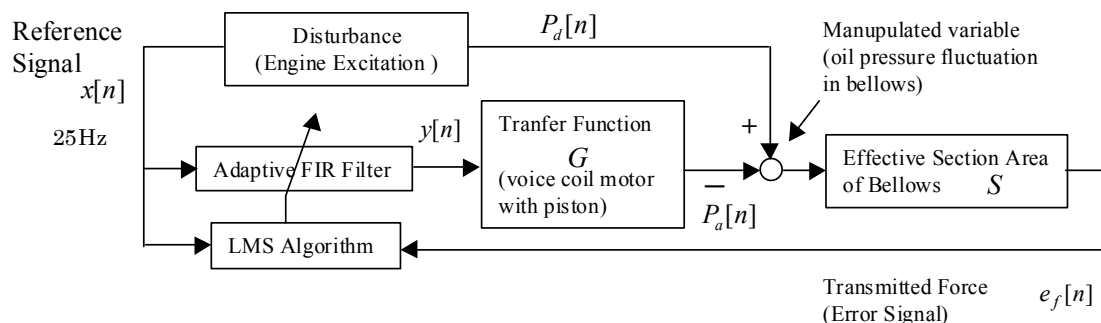



Fig.6.3.4　　制御ブロック図

通した。

エラー信号にも、ハウジング下側ブラケット～ベース間に配置した力センサにバンドパスフィルタ 1/3OCT25Hz をかけた出力を用いた。

6.4　実験結果及び考察

実験は、アイドル回転の暖気状態で行った。制御有無の各部データを示す。図6.4.1、図6.4.2、図6.4.3に，エンジン回転数720rpmの適応制御有無でのハウジング～ベース間の伝達力，ベローズ内の圧力，ハウジング内の圧力を示す．720rpmの2次成分である24Hzの伝達力が約27dB低減している。
その周波数におけるベローズ内圧力は大きく低減し，ハウジング内圧力は増大し、基礎試験で行った結果と同様の傾向になる。

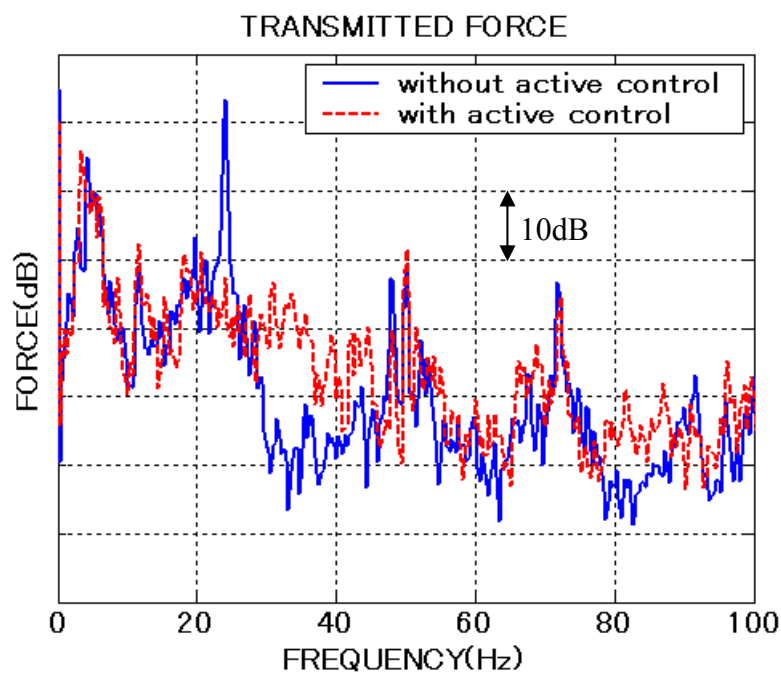



Fig.6.4.1　　マウント～ベースまでの伝達力

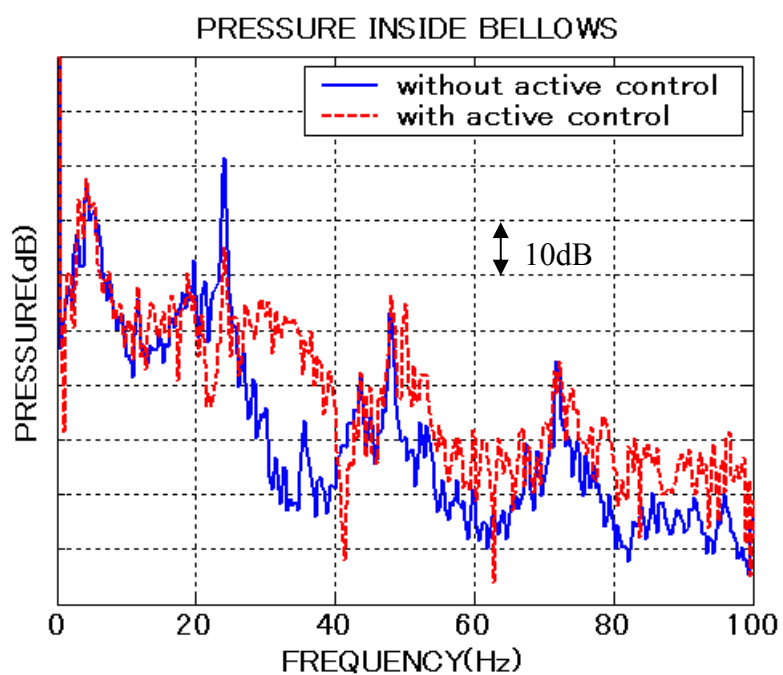



Fig.6.4.2　　ベローズ内圧力

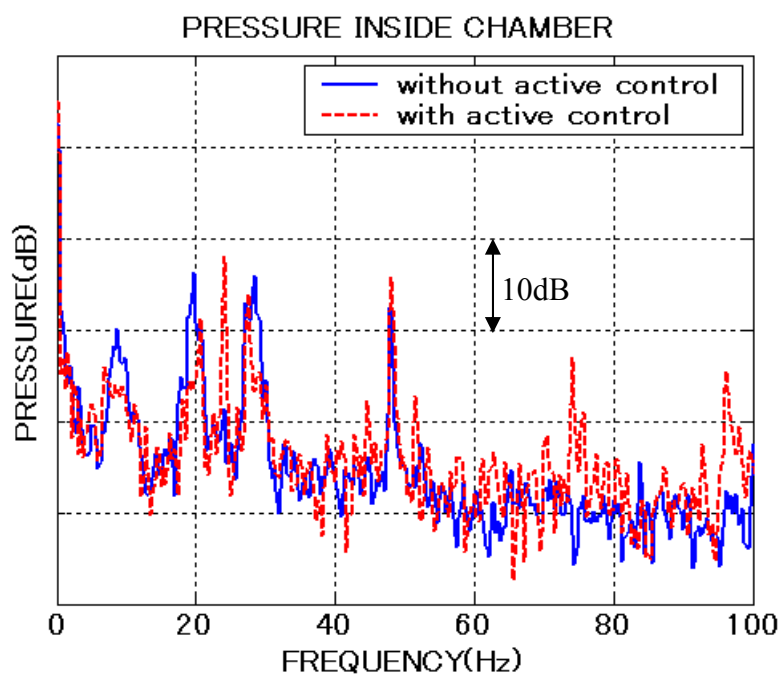



Fig.6.4.3　　チャンバー内圧力

図6.4.4、図6.4.5には制御有無でのベローズブラケット振動、ラバーマウントブラケット振動を示す。制御なしでは、両者に相対変位が生じ油圧アクティブマウントに加振力が加わることを意味する。また、適応制御ありでは、両者に相対変位がなく、加振力が低減されることがわかる。

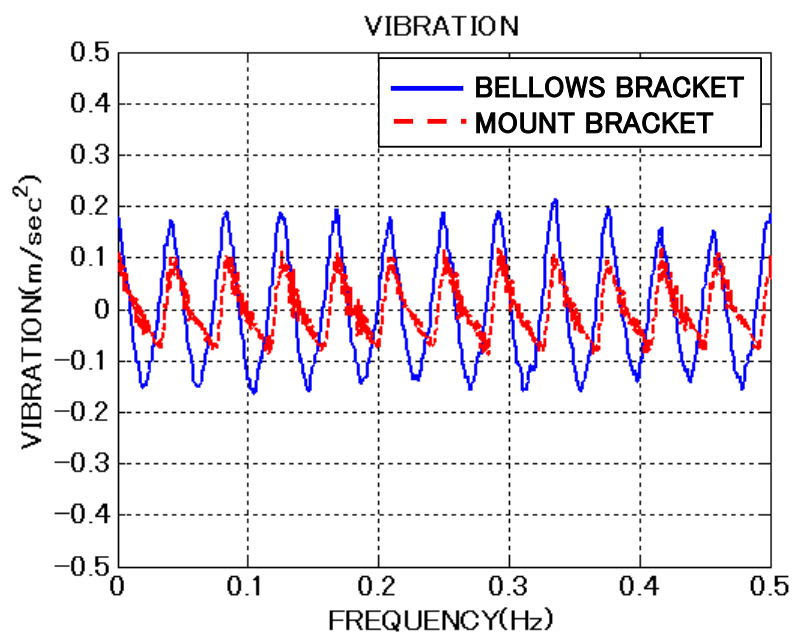



Fig.6.4.4　ベローズブラケット振とマウントブラケット振動（適応制御なし）

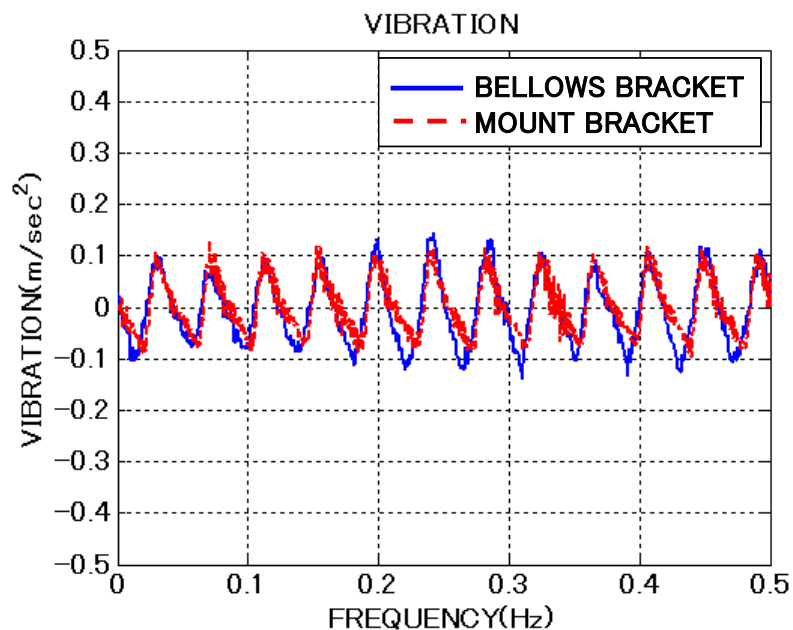



Fig.6.4.5　ベローズブラケット振動とマウントブラケット振動（適応制御あり）

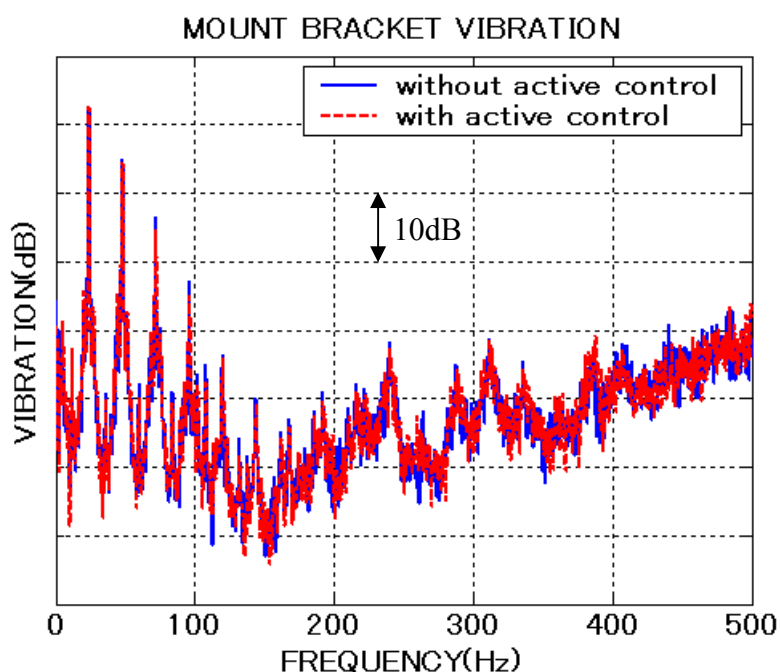



Fig.6.4.6　　適応制御有無でのマウントブラケット振動

図6.4.6は、適応制御有無でのマウントブラケット振動であり、適応制御有無でエンジンの振動が変わっていない。つまり、リファレンス信号として適していることがわかる。

図6.4.7に，通常のラバーマウントとこの油圧アクティブマウントの伝達力の比較を示す．これから通常のラバーマウントに対しても油圧アクティブマウントのほうが約15dB良く，油圧アクティブマウントがアクティブマウントとして有効であることがわかる．

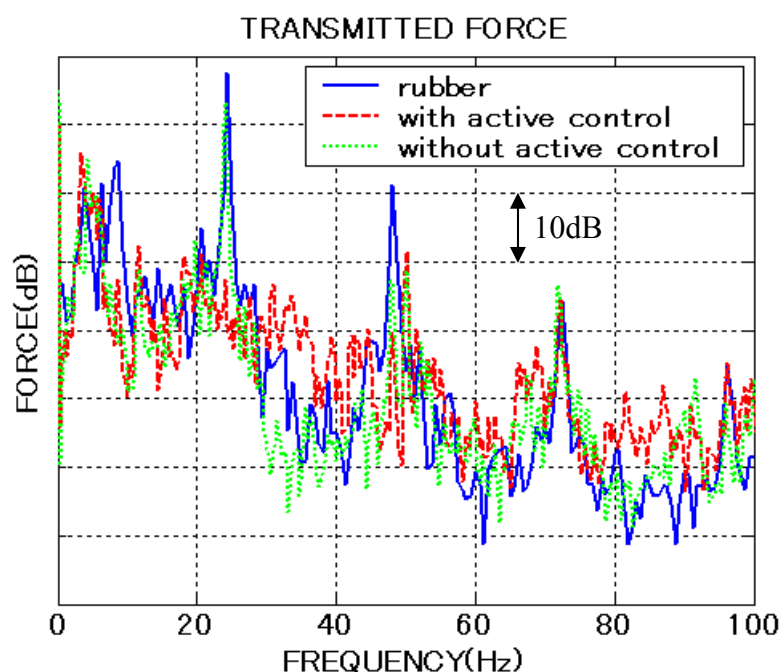



Fig.6.4.7　ラバーマウントと油圧アクティブマウントの伝達力

油圧アクティブマウントを傾斜状態でエンジンとベース間に取り付け、適応制御試験を行った結果、ハウジングを固定するブラケットとベース間のせん断方向の伝達力が大きく低減することを確認した。
基礎試験と同じように、ラバーマウントの相対変位は小さくなり、ベローズ内の油圧振幅は低減する。

つまり，油圧アクティブマウントの場合、スライド機構としてのローラーガイドが機能し，傾斜状態でもボイスコイルモータが直立状態と同様に機能し適応制御が行われていることが確認できる.

6.5 油圧アクティブマウントの消費電力 [4]

消費電力の計測は、アイドルの周波数範囲について把握するために、第 3 章で行った基礎試験装置で電力計測を行った。油圧アクティブマウントの仕様を表 6.5.1 に示す。

Table6.5.1 油圧アクティブマウントの仕様

ベローズ	山数	8
	外形(mm)	70
	内径(mm)	50.567
	有効面積(cm2)	29.284
	材質	SUS304L
	使用最大圧力(Mpa)	0.5
	原管肉圧(mm)	0.2
	有効自由長(mm)	34.238
	ばね定数(N/mm)	9.697
アキュムレータ	封入圧力(Mpa)	0.2
	容量(cc)	30
ピストン	ピストン径(mm)	φ26

電力の計測方法は、第 3 章の「3.6 油圧アクティブマウントの消費電力」と同様に行った。ベンチ試験において、アイドルにおける片側の油圧アクティブマウントの消費電力は、7.48W であった。これは、基礎試験とほぼ同等の結果となり、自動車全体の消費電力と比較して少ないといえる。

6.6 L 字型アクティブマウントの特性検討[5]

6.6.1 L 字型アクティブマウントの構成

油圧アクティブマウントを車載する際にはできるだけコンパクトであることが望まれる。特に縦方向についてはスペース上、重心の関係上低く抑えたい。このことを踏まえてL字型の油圧アクティブマウントを検討した。図 6.6.1 に、L 字型油圧アクティブマウントの構成図を示す。
油圧アクティブマウントのベローズ、ボイスコイルモータのピストン、アキュムレータの仕様は、表 6.5.1 と同一である。
図 6.6.2 にL字型油圧アクティブマウントの写真を示す。寸法は、幅 220、奥行き 110、高さ 150 となった。ちなみに最下部に装着しているものは基礎試験を行う際の台であり、車載する際には必要はない。

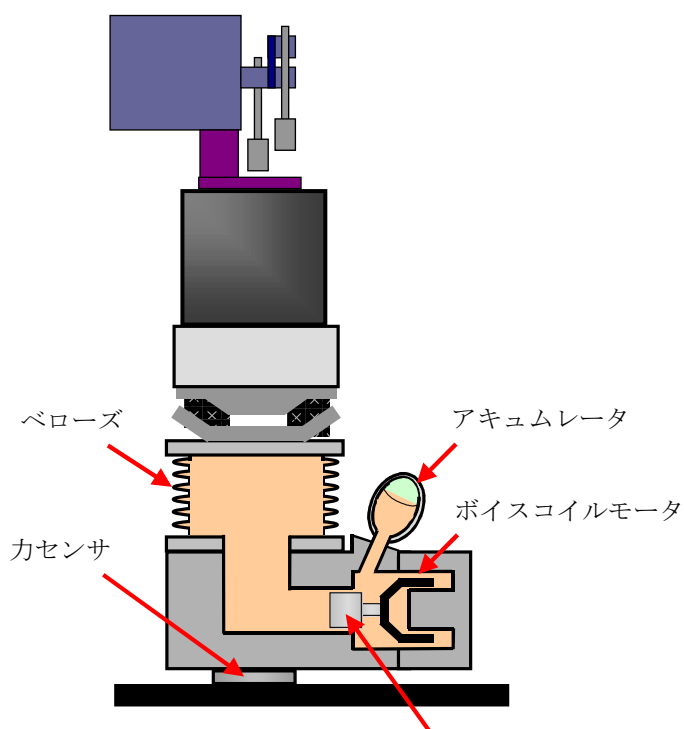



Fig.6.6.1　L 字型油圧アクティブマウントの概略図

Fig.6.6.2　　Ｌ字型油圧アクティブマウント

6.6.2　実験方法、制御方法、データ処理方法

実験方法、制御方法は、「第４章　基礎試験による油圧アクティブマウントの検討」の内容と同一である。データ処理方法としては、分析周波数 500Hz（サンプリング周波数 1.28kHz）、ＦＦＴのブロックサイズ 2048 とし、パワースペクトル解析を行った。

6.6.3　Ｌ字型油圧アクティブマウントの実験結果及び考察

Ｌ字型油圧アクティブマウントを基礎試験装置に組み込み、錘の上に固定されたモータの軸に固定されたアンバランスマスを 20Hz～50Hz の周波数に対応する回転数で回転させ。アクティブマウントを加振した状態で、適応制御を行った。図 6.6.3 は、適応制御によるそのハウジングとベース間の伝達力低減効果を各加振周波数ごとに示している。30Hz 以上では、30dB 以上の低減効果が得られている。

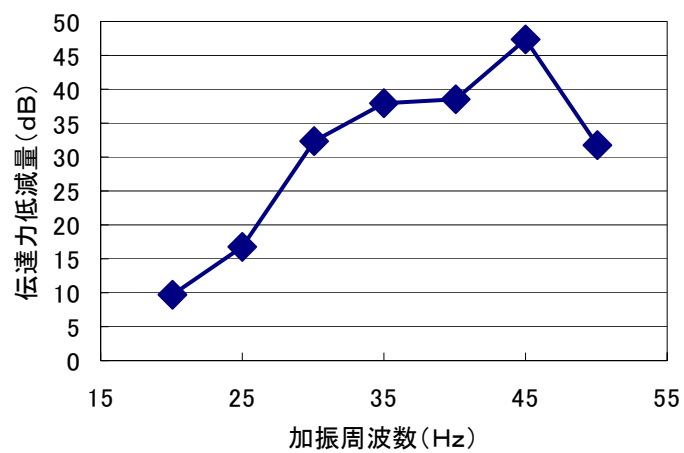



Fig.6.6.3　　L字油圧アクティブマウントによる伝達力低減効果

6.7 油圧アクティブマウントの将来展望

本研究における油圧アクティブマウントは、大型トラックまでのエンジンに適用可能とし、制御手法としては、幅広い周波数帯域で車室内振動、車内音を低減する手法を開発した。
油圧アクティブマウントの特長として、従来の電磁式アクティブマウントと比較して消費電力が非常に小さいということが挙げられる。電磁石やアクチュエータなどのコストが大きく従来のものと変わらなければ明らかに優位性があると言え、次世代のアクティブマウントと期待できる。
本研究で、考案した幅広い周波数帯で低減可能な制御手法については、従来の LMS アルゴルズムを用いた適応制御と組み合わせることにより、両者のメリットを発揮できると期待される。

6.8　結論

1. 液体封入式マウントをベースとするアクティブマウントではできなかったマウント傾斜状態で、ディーゼル 4 気筒 3 L エンジンのフロント右マウントに油圧アクティブマウントを適用し、アイドルのベンチ試験で、マウント～土台までの伝達力が 25dB 以上低減することができた。

2. ベンチ試験においてアイドルでの片側の油圧アクティブマウントで消費電力が約 7.5W であり、第 3 章の基礎試験装置の実験と同様にその消費電力が車両全体のそれにくらべ小さく実用的レベルであることを把握した。

3. 油圧アクティブマウントを車載する場合、スペースに関していろいろなケースに対応できるように、ベローズとボイスコイルモータの運動方向が直角となる L 字型構造を考案し、基礎試験装置でその効果を確認した。

参考文献

(1) (社)日本鉄道車輌工業会：新版　防振ゴム, (平成 10 年),現代工学社

(2) 富樫千晴,一柳健,中野光雄：油圧防振マウントに関する研究,自動車技術会論文集, Vol.35,No.3,20044609(2004),p169-174

(3) 松本淳：リニアガイドの特性解析,NSK Technical Journal No.676 (2003),p33-41

(4) 蛭間厚：アクティブエンジンマウントの研究,東京工科大学 2002 年度卒業論文,(2003)

(5) 中湯敬之：アクティブエンジンの開発,東京工科大学 2003 年度卒業論文,(2004)

第 7 章

結　論

従来のアクティブマウントは、乗用車、小型 RV 車までしか用いられてなかった。しかし、トラックでも疲労軽減の観点からも車室内振動や車内音低減の必要性はあるがまだ適用例はない。また、アクチュエータにソレノイドを使用しているため消費電力も大きかった。本研究では、大型トラックにも適用でき、消費電力も小さい油圧アクティブマウントの構造を検討した。

アクティブマウントは、車室内振動や車内音低減のために有効なデバイスである。特に、こもり音低減のために適用されてきた。しかし、アクティブマウントは、コストが高く、コストパフォーマンスは必ずしも良いとは言えない。本研究では、アクティブマウントで幅広い周波数領域の成分を低減できる制御手法の研究を行った。

第 2 章　「油圧アクティブマウントの開発」では、トラック用エンジンの荷重を支え、液体封入式マウントをベースとした電磁式アクティブマウントに比べ比較的横方向のサイズが小さくなるようなアクティブマウントを考案した。

1. ボイスコイルモータ、ベローズ、アキュムレータからなる油圧アクティブマウントの構造、動作原理を考案した。（特許取得済み）

2. その構成部品であるボイスコイルモータのストローク、周波数特性について検討しディーゼルエンジンの最も振動が大きいアイドルの運転条件に対して満足する仕様であることを確認した。

3. ベローズの応力について検討し、通常の運転状態では問題ないことを把握した。しかし、クランキング時の大振幅に対してはストッパーが必要になること

がわかった。

4.アキュムレータについて、脈動吸収の計算を行い必要　吐出量からアキュムレータ容量を計算した。

第 3 章「油圧アクティブマウントの基礎試験」では、第2章で考案した油圧アクティブマウントの伝達力低減、消費電力に関する基本特性について検討するため実験を行い、下記知見を得た。また、アキュムレータの封入圧などに関する要素別検討を行った。

1. 第 2 章で考案した油圧アクティブマウントが、エンジンからの伝達力を低減するデバイス単体としての妥当性を検討するため、擬似的にエンジン分担荷重と動的荷重を模擬する基礎試験装置を設計、製作した。

2. 基礎試験装置において、アイドル相当の周波数である 20～45Hz の加振力を油圧アクティブマウントに与え、40～50dB の伝達力低減量を得、アクティブマウントとしてのデバイスとして機能することを確認した。

3. ボイスコイルモータを LMS アルゴリズムを用いた適応制御によりハウジング内の油圧変動は大きくなるが、ハウジング内は閉空間でありハウジング内の力はつりあうので、ベローズ内の油圧変動が伝達力に影響を及ぼし、ハウジング内の油圧変動は影響を及ぼさない。これにより第 2 章で導いた伝達力低減のメカニズムが正しいことを示した。

4. 本研究の油圧アクティブマウントの消費電力は、20～50Hz の周波数帯で 10W 未満であり、比較的電力が少ないことを把握した。これは、ピストン上下に同等の静圧が作用することによると推定した。

第 4 章 「車両アクティブマウントの設計」では、本研究の油圧アクティブマウントを車両試験での仕様を決めるために油圧アクティブマウントのシミュレーションモデルを作成、検証し、車両試験での各要素についてシミュレーションを行い仕様を検討した。

1. 油圧アクティブマウントのベローズプレート、ボイスコイルモータピストンに関する運動方程式、ベローズ内の連続の式、アキュムレータのモデル化によりシミュレーションモデルを作成し、基礎試験の制御有無でのベローズ内圧力、ハウジング内圧力の実験値により検証を行い、そのシミュレーションモデルの妥当性を確認した。

２．ボイスコイルモータに取り付けられたピストンとハウジング間のせん断応力のモデルとしてクエット流れを適用し、ピストンクリアランスと伝達力の関係について実験値と計算値の傾向が一致することを把握した。

3. アキュムレータ封入圧について、実験値と計算値は同様の傾向を示すことを把握した。封入圧が高いほど伝達力の低減量は少なくなっていく、これは、アキュムレータの圧力が高いほどボイスコイルモータの動きが悪くなり、伝達力の低減量が減ったためと考えられる。

4. 検証されたシミュレーションモデルにより、ベローズ径、ベローズ容積、ピストン径に関するシミュレーションを行い、車載における油圧アクティブマウントの仕様を検討した。

第 5 章「油圧アクティブマウントの車両試験」では、第 2 章で考案した油圧アクティブマウントを車載し、幅広い周波数帯域で伝達力を低減できる制御手法を考案適用し、従来の LMS アルゴリズムによる適応制御と比較し下記の知見を得た。

1. 油圧アクティブマウントをフロントマウント部 2 箇所に車載し、新制御手法

と従来手法である LMS アルゴリズムの二つの制御手法を用い車両においてアイドルの運転条件で実験しその理論と効果を研究した。

2. 本研究の新制御手法は、エラー信号をフィードバックする手法であり、LMS アルゴリズムにおいて、リファレンス信号にエラー信号を用いることで、フィードバックゲインが可変になるようにした。

3. 新制御手法と単一周波数をリファレンス信号とする従来の LMS アルゴリズムによる方法をシミュレーションで比較した。新制御手法では LMS アルゴリズムより低減量が小さいが、幅広い周波数域で信号が低減することを確認した。
LMS アルゴリズムでは、タップ数が大きいほどあるいは、ステップサイズパラメータが大きいほどフィルタ係数が 0 に漸近する傾向にあるが、新制御手法では 0 に漸近せず、周期的な波形となる。

4. 新制御手法とエンジン回転 2 次成分をリファレンス信号とする従来の LMS アルゴリズムによる適応制御手法を車両試験で比較した。
アイドルでのマウント～フレームの伝達力、シートレール振動、車内音について、LMS アルゴリズムでは、リファレンス信号のエンジン回転 2 次成分しか低減できなかったのに対し、本研究の手法では、回転 2 次成分だけではなく、200～500Hz の成分も低減できたことを把握した。

第 6 章 「製品への適用検討」では、油圧アクティブマウントの応用について述べた。以下の知見を得た。

1. 液体封入式マウントをベースとする電磁式アクティブマウントではできなかったマウント傾斜状態で、ディーゼル 4 気筒 3 L エンジンのフロント右マウントに油圧アクティブマウント を適用し、アイドルのベンチ試験で、マウント～土台までの伝達力が 25dB 以上低減することができた。

2. ベンチ試験においてアイドルでの片側の油圧アクティブマウントで消費電力

が約 7.5W であり、第 3 章の基礎試験装置の実験と同様に消費電力が小さく実用的レベルであることを把握した。

3. 油圧アクティブマウントを車載する場合、スペースに関していろいろなケースに対応できるように、ベローズとボイスコイルモータの運動方向が直角となる構造を考案し、基礎試験装置でその効果を確認した。

関連論文・発表論文リスト

＜査読付論文＞

(1) 富樫千晴,一柳健 ：油圧防振マウントの研究,日本機械学会論文集Ｃ編 69 巻 685 号(2003-9), No.02-1293, p78-83
(第２章 油圧アクティブマウントの開発, 第 3 章 油圧アクティブマウントの基礎試験, 第 4 章車両油圧アクティブマウントの設計)

(2) 富樫千晴,一柳健,中野光雄 :油圧防振マウントに関する研究
自動車技術会論文集,VOL.35,NO3, 20044609(2004.7),p169-174
（第 3 章 油圧アクティブマウントの基礎,第６章 製品への適用検討）

(3) 富樫千晴,中野光雄 ：アクティブエンジンマウントの適応制御に関する研究,
自動車技術会論文集, Vol.40 No.3, 20094368 (2009.6) ,p.667-673
（第 5 章 油圧アクティブマウントの車両試験）

(4) Chiharu Togashi, Mitsuo Nakano and Masao Nagai : A Study on Active Engine Mount to Reduce Noise and Vibration over Wide Frequency Band of Vehicles, Journal of Mechanical Systems for Transpotation and Logistics (2010) 投稿中
（第 5 章 油圧アクティブマウントの車両試験）

＜査読付論文（本論文関連以外）＞

(1) 富樫千晴,佐藤光清,松本文夫,飯干茂義：境界要素法によるオイルパン放射音の予測, 自動車技術会論文集,No.42,136 (1989.1),P85-89

(2) 富樫千晴,中田輝男：噴射ポンプ音発生メカニズムの研究,自動車技術会論文集 VOL.27,NO1, 9630787 (1996.1)

(3) 富樫千晴,中野光雄　：特異値分解による音源分離手法に関する一考察，日本機械学会論文集Ｃ編　66 巻 648 号(2000-8), p2570-2575

＜国際会議発表論文＞

(1) Chiharu Togashi, Teruo Nakada：A study on the noise generating mechanism of a fuel injection pump, SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, 951345 (1995)

(2) Chiharu Togashi, Ken Ichiryu :Study on Hydraulic Active Engine Mount, SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2003-01-1418 (2003)

(3) Chiharu Togashi, Mitsuo Nakano, Masao Nagai ,Study on Active Control Method to Reduce Car Interior Noise and Vibration,13th Asia-Pacific Vibration Conference (2009)

＜国内講演会発表論文＞

(1) 富樫千晴,佐藤光清,松本文夫,飯干茂義：境界要素法によるオイルパン放射音の予測, 自動車技術会秋季学術講演会, No.882, 882130(1988), p.519-522

(2) 富樫千晴,中田輝男：噴射ポンプ音発生メカニズムの研究,自動車技術会秋季学術講演会, No.944, 9436170 (1994), p.69-72

(3) 富樫千晴,一柳健　：油圧防振マウントに関する研究, 自動車技術会春季学術講演会, No.3-03, 20035043(2003),p.5-8

(4) 富樫千晴：動弁系振動予測手法に関する開発,自動車技術会学術秋季講演会,

No.121-04, 20045567 (2004),p.23-26
(5) 弘中英樹,富樫千晴, 中野光雄.一柳健 : 油圧アクティブエンジンマウントの適応制御, 自動車技術会春季学術講演会, No.41-07, 20075011 (2007) ,p.5-8
(6) 富樫千晴,弘中英樹, 中野光雄.一柳健 : 油圧アクティブエンジンマウントによるアイドル振動・車内音の低減, 自動車技術会春季学術講演会, No.41-07, 20075012 (2007),p.9-12
(7) 富樫千晴, 中野光雄, 一柳健, 弘中英樹 : 油圧アクティブマウントによるアイドル振動・車内音低減, No.06-07 JSAE SYMPOSIUM, 20074853(2007), p.34-40
(8) 富樫千晴:アクティブマウントの設計, 機械学会機械力学計測制御部門講演会（D&D2008 v_BASE フォーラム(2008)

＜解説論文＞

(1) 富樫千晴, 佐藤光清:境界要素法によるオイルパン放射音の予測, スバル技報, No.17(1990), p122-127
(2) 富樫千晴: 油圧アクティブマウントの研究, 自動車技術, Vol.58 No.4, 20044245(2004) ,p.81-86
(3) 富樫千晴 : 動弁系振動予測手法の開発, いすゞ技報, 第 113 号(2006), p93-97
(4) 富樫千晴:油圧アクティブマウントに関する研究, 自動車技術, Vol.60 No.7 , 20060701(2006), p.85-90
(5) 富樫千晴: 動弁系振動予測手法の開発, 自動車技術, Vol.60 No.4, 20064243(2006), p.60-65

謝　辞

本研究の全般及び本論文をまとめるにあたり，終始懇切丁寧なご指導、ご助言頂いた東京農工大学大学院工学府機械システム工学専攻永井正夫教授にここに厚く御礼申し上げます。

同大学堤正臣教授、遠山茂樹教授、田川泰敬教授、鎌田崇義准教授、ポンサトーン・ラクシンチャラーンサク准教授、水内郁夫准教授、ジェンチャン・ベンチャー准教授には、本論文をまとめるにあたり有益なご助言を頂きましたことを心より御礼申し上げます。

東京理科大学大学院原文雄教授、東京工科大学中野光雄教授、東京工科大学名誉教授㈱菊池製作所ものつくり研究所一柳健所長、職業訓練大学三上直樹教授から多大なご指導、ご鞭撻を賜り、心からの感謝の意を表します.

また，本研究を行うに際し，暖かいご支援をいただきました㈱いすゞ中央研究所株式会社　篠原彰代表取締役社長、浦田隆代表取締役副社長、西村輝一取締役、中島健朗部長、島崎直基部長、泉忠夫高技能士、徳丸武志氏、横尾志保氏、長岡昌代氏の皆様の協力に感謝の意を表します。

東京工科大学卒業生　弘中英樹氏、広渡康介氏、原裕子氏、田原岳大氏、長尾貴久氏、蛭間厚氏、数見綾氏、本橋憲氏、金子洋平氏、中湯敬之氏、田辺裕弘氏の皆様の協力に感謝の意を表します。入学手続き、学位論文提出に関する事務手続きにお世話頂いた秘書の本間容子氏、高橋智恵子氏に感謝の意を表します。

末筆に，家での援助や協力をしてくれた家内に一言お礼を述べたいと思います.

2010 年 2 月 2 日

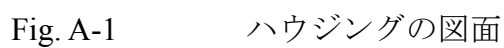
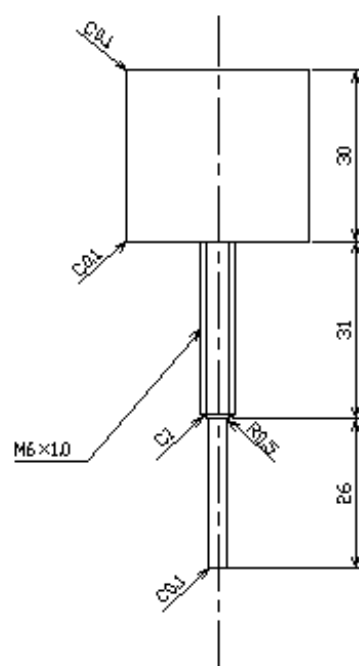



Fig. A-1　　　　ハウジングの図面

Fig. A-2　　　ピストン（ボイスコイルモータ）の図面

TableB-1 基礎試験における計測器一覧

	計測器名	製造社名	型　　番
①	DCサーボモータ	㈱オリエンタルモータ	FBLM5120A-A
②			FBLD120A（アンプ）
③	アナログフィルタ	NF　Corporation	3611　MultiFunctionFilter
④	ボイスコイルモータ	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	SH03
⑤	サーボアンプ（VCM用）	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	VSA－303A
⑥	ロードワッシャー	日本キスラー㈱	9021A
⑦	チャージアンプ（ロードワッシャー用）	日本キスラー㈱	5011
⑧	圧力センサ	㈱長野計器	GC67
⑨	加速度ピックアップ	㈱スペクトリス	4393
⑩	チャージアンプ（振動計測用）	リオン㈱	VM-27M
⑪	FFTアナライザ	小野測器㈱	CF-6400

Fig. B-1　①ＤＣサーボモータ

Fig. B-2　③アナログフィルタ

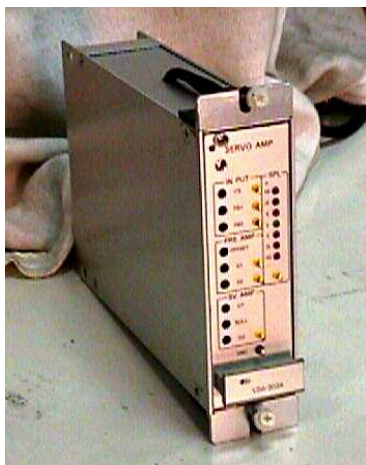



Fig. B-3　⑤サーボアンプ

Fig. B-4　⑥ロードワッシャー

Fig. B-5　⑦チャージアンプ

Fig. B-6　⑧圧力センサー

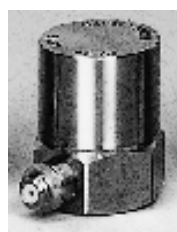



Fig. B-7　⑨加速度ピックアップ

Fig. B-8　⑩チャージアンプ
（振動計測用）

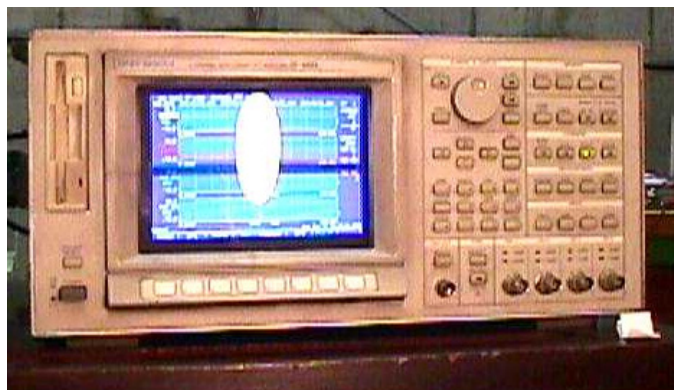



Fig. B-9　⑪ＦＦＴアナライザ

Fig.C-1　ハウジングの図面

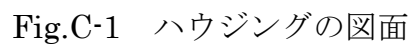
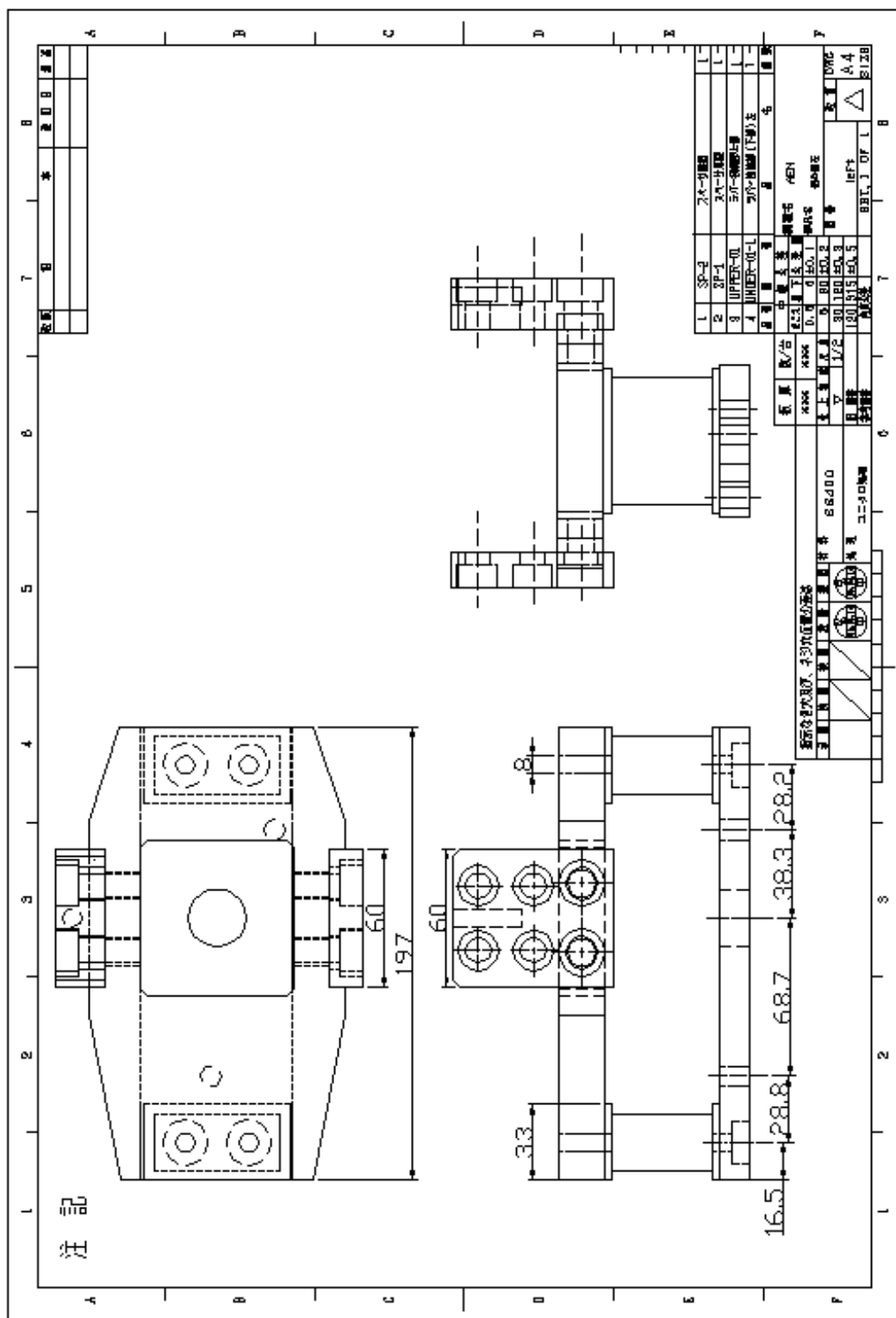



Fig.C-2　ハウジング固定ブラケット(左)の図面

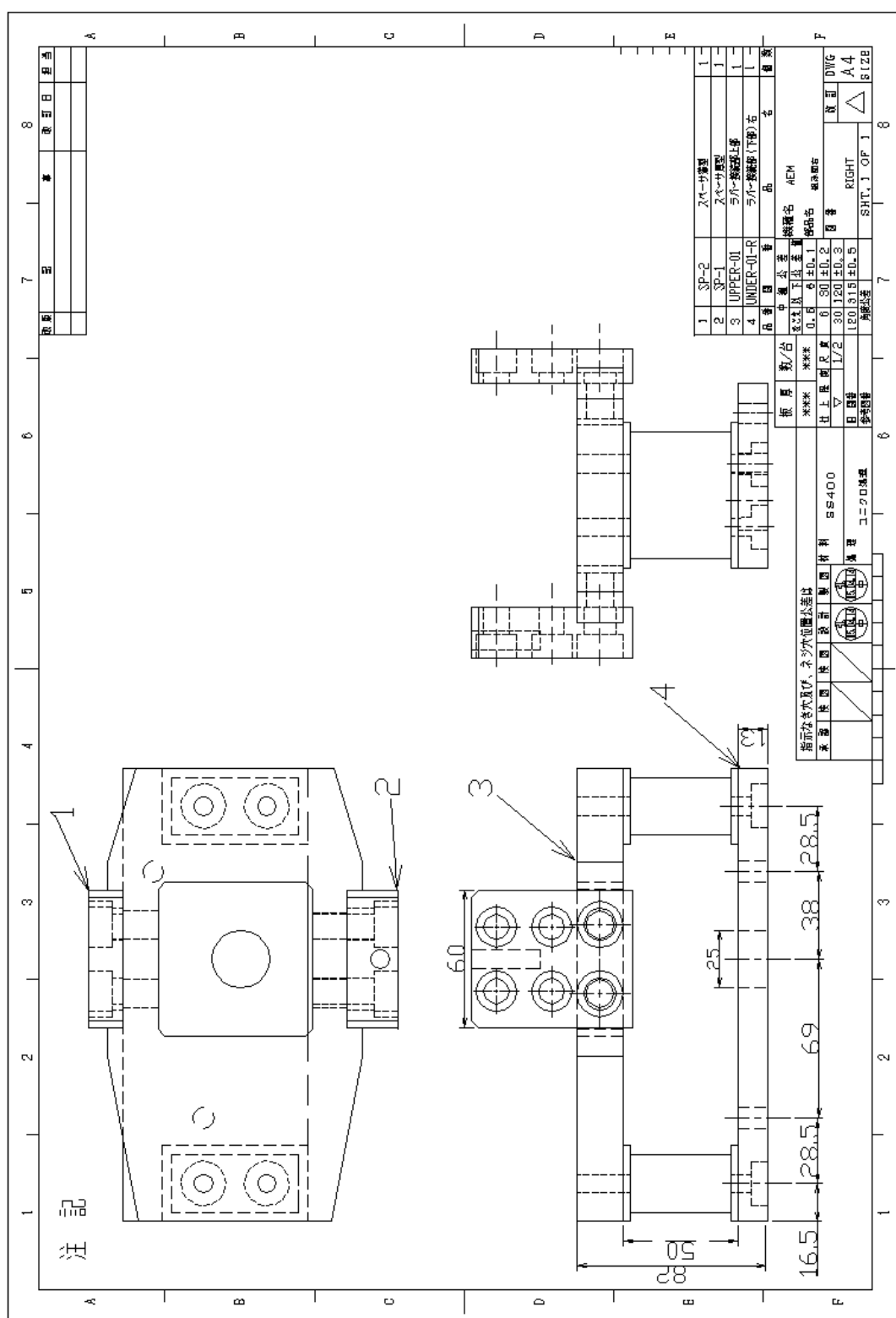



Fig.C-3　ハウジング固定ブラケット(右）の図面

Fig.C-4　　　　ベローズ上部Ａの図面

Fig.C-5　　　ベローズ上部Ｂの図面

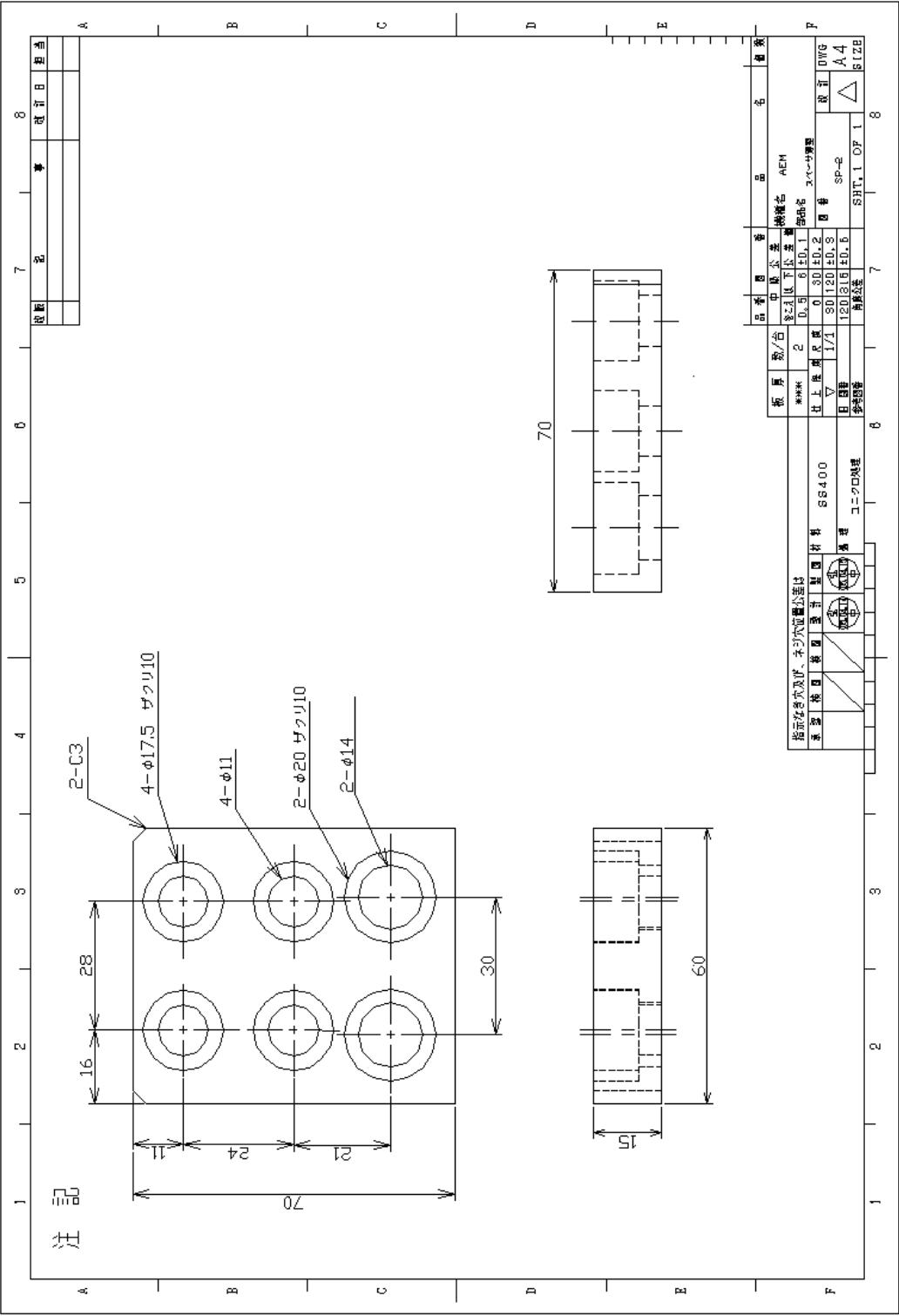



Fig.C-6　　　　スペーサ薄型の図面

Fig.C-7　　　　スペーサ厚型の図面

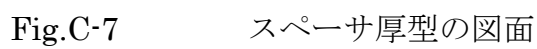
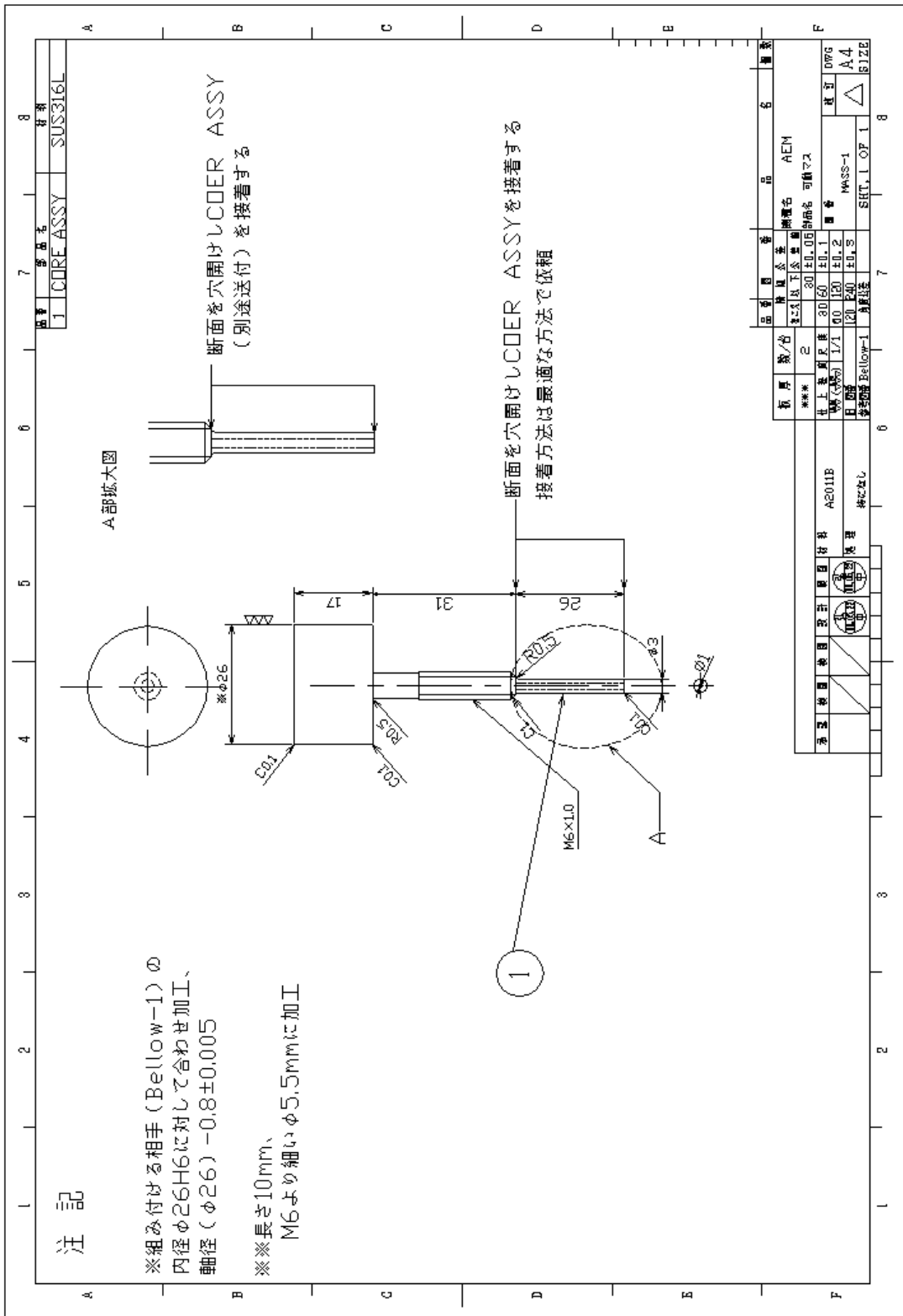



Fig.C-8　　　ピストンの図面

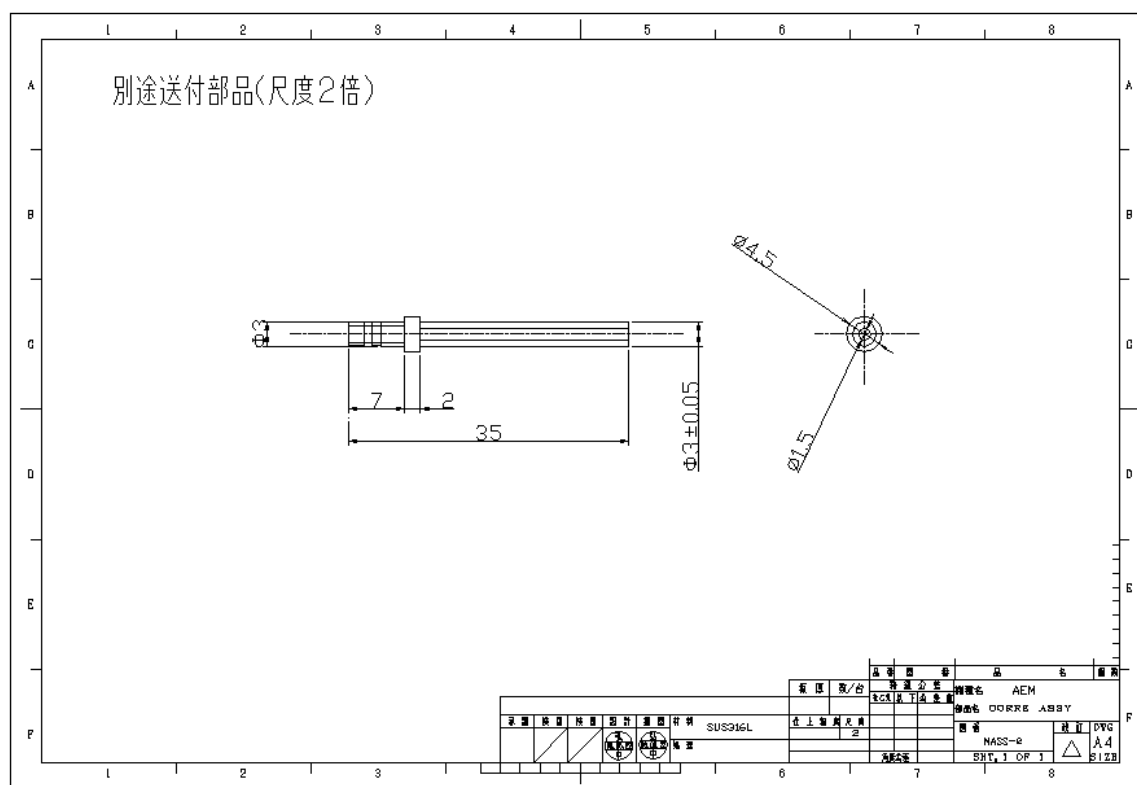



Fig.C-9　　　　位置検出センサー取り付け軸の図面

Table C-1　　計測器一覧

	計測器名	製造社名	型　　番
①	電磁ピックアップ	小野測器㈱	MP9
②	力センサー	日本キスラー㈱	9021A
③	チャージアンプ（ロードワッシャー	日本キスラー㈱	5011
④	サーボアンプ（VCM用）	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	SH03
⑤	ボイスコイルモータ	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	SH03
⑥	コンデンサマイクロフォン	㈱スペクトリス	4190
⑦	３軸加速度ピックアップ	小野測器㈱	5011
⑧	加速度ピックアップ	㈱スペクトリス	4393
⑨	チャージアンプ（振動計測用）	リオン㈱	VM-27M
⑩	Ａ/Ｄ　Ｄ/Ａコンバータ	National Instruments	PCI-6024E
⑪	DSP	エーアンドディー	AD-5435
⑬	FFTアナライザ	小野測器㈱	DS-2000

Table D-1　　センサの仕様

	計測器名	製造社名	型　　番
①	FFTアナライザ	小野測器㈱	CF-6400
②	アナログフィルタ	NF　Corporation	3611　Multi-Function Filter
③	ボイスコイルモータ	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	SH03
④	サーボアンプ（VCM用）	東京精密測器（㈱ （㈱日本ムーグ）	VSA－303A
⑤	力センサ（３軸）	日本キスラー㈱	9251A
⑥	チャージアンプ （ロードワッシャー用）	日本キスラー㈱	5011
⑦	圧力センサ	㈱長野計器	GC67
⑧	加速度ピックアップ	㈱スペクトリス	4393
⑨	チャージアンプ（振動計測用）	リオン㈱	VM-27M